



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A  
ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND  
ROBOTICS

## KONSTRUKCE MALÉ VERTIKÁLNÍ CNC FRÉZKY

DESIGN OF SMALL VERTICAL MILLING MACHINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. JIŘÍ MICHELE

VEDOUcí PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. PETR BLECHA, Ph.D.

BRNO 2013



Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2012/2013

## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

student(ka): Bc. Jiří Michele

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Výrobní stroje, systémy a roboty (2301T041)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

### **Konstrukce malé vertikální CNC frézky**

v anglickém jazyce:

### **Design of small vertical milling machine**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Student zhodnotí a vybere konstrukční uspořádání CNC frézky pro použití v modelářských dílnách. S ohledem na minimalizaci nákladů stavby a provozu stroje vybere vhodné komponenty, provede konstrukční výpočty a návrh CNC frézky v 3D modelu. V příloze práce budou uvedeny výpočty, výsledný 3D návrh a výkresy konstrukčních celků.

Cíle diplomové práce:

Výběr vhodného typu konstrukčního uspořádání stroje

Konstrukční návrh frézky

Konstrukční výpočty hlavních uzlů

3D model CNC frézky

Výkresy sestav hlavních konstrukčních celků

Seznam odborné literatury:

Marek, J.; Konstrukce CNC obráběcích strojů, ISSN 1212-2572

Borský, V.; Obráběcí stroje, ISBN 80-214-0470-1

Borský, V.; Základy stavby obráběcích strojů, VUT Brno

www.stránky výrobců obráběcích strojů

www.infozdroje.cz

www.mmspektrum.com


Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.


Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/2013.

V Brně, dne 23.11.2012



  
doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.  
Ředitel ústavu

  
prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.  
Děkan fakulty

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 5
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

## Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem malé vertikální CNC frézky. Součástí práce je výběr vhodného typu konstrukčního uspořádání stroje na základě analýzy trhu a požadavků. Volba komponent, konstrukční výpočty a 3D model pak byly vytvořeny s ohledem na minimalizaci nákladů.

## Klíčová slova

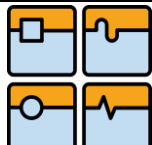
Frézka, pohon, akumulátor, kuličkový šroub, lineární vedení, vřeteno, rám, příč-ník, smykadlo, roletový kryt

## Abstract

This diploma thesis designs a small vertical CNC milling machine. The thesis includes selection of suitable structural design of the machine based on market analysis and requirements. The listed components, constructional calculations and 3D model are chosen in order to minimize the costs.


## Key words

Milling machine, drive, accumulator, ball screws, linear guides, spindle, frame, cross-rail, ram, roll cover

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 6
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

## Bibliografická citace

MICHELE, J. *Konstrukce malé vertikální CNC frézky*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 65 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D..

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 7
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	


## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma **Konstrukce malé vertikální CNC frézky** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

V Brně dne 24. 5. 2013

.....

podpis

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 8
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

## Poděkování

Děkuji tímto Doc. Ing. Petru Blechovi, Ph.D. za cenné rady při vypracování diplomové práce. Také děkuji svým rodičům a přítelkyni za jejich významnou podporu a trpělivost.



## Obsah

Zadání diplomové práce.....	3
Abstrakt.....	5
Klíčová slova .....	5
Bibliografická citace .....	6
Prohlášení.....	7
Poděkování .....	8
Obsah .....	9
Úvod.....	11
1 Analýza trhu .....	12
1.1 Vertikální CNC frézky.....	12
1.2 Oblast využití stroje.....	14
1.3 Možná konstrukční uspořádání stroje .....	15
1.4 Materiály .....	16
1.4.1 Konstrukční materiály [1] .....	16
1.4.2 Spojovací materiály .....	18
1.5 Lineární vedení .....	19
1.6 Pohon lineární posuvové soustavy [1].....	20
1.7 Vřeteníky [2].....	22
1.8 Pohony.....	23
1.9 Odměřování polohy.....	24
1.10 Pomocné a bezpečnostní prvky .....	26
1.10.1 Bezpečnostní brzdy.....	26
1.10.2 Vyvažování svisle posuvných hmot.....	27
1.10.3 Rozvody médií (pohyblivé) .....	28
1.11 Řídicí systémy .....	28
2 Konstrukce frézky .....	29
2.1 Požadavky na CNC frézku .....	29
2.2 Výběr konstrukčního uspořádání stroje.....	30
2.2.1 Koncepce stroje.....	30
2.2.2 Cílové parametry stroje .....	31
2.3 Volba nakupovaných komponent .....	31
2.3.1 Vřeteno.....	31
2.3.2 Pohon osy X, Y a Z, napájecí soustava.....	32
2.3.3 Kuličkové šrouby osy X, Y a Z.....	32

2.3.4	Lineární vedení.....	33
2.3.5	Odměrování polohy .....	33
2.3.6	Řídicí systém.....	33
2.4	Konstrukční výpočty.....	34
2.4.1	Výpočet řezných sil .....	34
2.4.2	Kontrolní výpočet vřetene.....	35
2.4.3	Kontrola omezení servopohonu driverem.....	35
2.4.4	Převod mezi servomotorem a šroubem osy X.....	35
2.4.5	Určení kinematických veličin stroje.....	35
2.4.6	Výpočet požadavků na dynamiku stroje .....	36
2.4.7	Výpočet pneumatického vyvažování smykadla .....	37
2.4.8	Výpočet poziční brzdy osy Z.....	37
2.4.9	Kontrola bloků lineárního vedení .....	37
2.4.10	Dimenzování pohonů os X, Y a Z .....	39
2.4.11	Návrh řemenových převodů .....	40
2.4.12	Kontrola kuličkových šroubů .....	40
2.4.13	Dimenzování napájecí soustavy pohonů.....	40
2.4.14	Dimenzování konstrukce frézky pomocí MKP .....	41
2.5	Vlastní konstrukce jednotlivých uzlů .....	45
2.5.1	Svařovaný rám .....	45
2.5.2	Příčník .....	48
2.5.3	Křížové saně .....	50
2.5.4	Smykadlo.....	51
2.5.5	Vřeteník.....	52
2.5.6	Uložení matic kuličkových šroubů .....	52
2.5.7	Vyvažování smykadla.....	53
2.5.8	Rozvody médií.....	54
2.5.9	Napájecí soustava driverů .....	56
2.5.10	Krytování .....	56
2.5.11	Možnosti konfigurace stroje na přání zákazníka .....	58
2.6	Cenové zhodnocení .....	59
2.7	Dosažené parametry stroje .....	61
	Závěr.....	62
	Seznam použitých zdrojů .....	63
	Seznam příloh.....	65

## Úvod

Velký podíl na zdokonalování světa kolem nás má rychlý rozvoj elektroniky. Tento trend se výrazně projevuje v běžném životě, ale i v konstrukci obráběcích strojů, a to především v oblasti řízení a elektrických pohonů. Dostupné komponenty řízení a pohonů velmi výrazně ovlivňují celkové možnosti konstrukce a dávají prostor pro zcela nová řešení.

Vlastní práci lze rozdělit do dvou hlavních celků, sepsaných na základě konzultací problematiky s odborníky v oboru a na základě vlastních zkušeností. Prvním celkem je analýza trhu, jejíž součástí je podrobný popis takřka všech oblastí a typů komponent zasahujících do konstrukce obráběcích CNC strojů. Uvedu nejprve dva zástupce z řad CNC frézek, které spadají do cílové kategorie strojů. Zmíním profesní činnosti, při kterých je možno CNC frézku využít a popíši způsob použití. Rozborem možných kinematických uspořádání CNC frézky rozeberu výhody a nevýhody jednotlivých koncepcí a dalšími kapitolami navážu na detailní rešerši používaných komponent a prvků konstrukce.

Druhou a hlavní kapitolou práce je vlastní konstrukční návrh frézky. Na základě analýzy trhu určím požadavky na navrhovaný stroj a zvolím vhodnou variantu konstrukčního uspořádání. Z požadavků a konstrukční varianty pak vyvodím nejvhodnější komponenty nakupované od externích dodavatelů. Prvotní návrh konstrukce umožní provedení kompletních konstrukčních výpočtů, na jejichž základě posléze bude probíhat několikanásobná optimalizace a úpravy vlastního konstrukčního řešení. Použití MKP simulace k odhalení slabých míst na vytvořeném 3D modelu bude jedním z pilířů optimalizace finální konstrukční varianty.

V závěru práce pak zhodnotím dosažené parametry frézky, provedu vyhodnocení použitých konstrukčních uzlů z pohledu minimalizace nákladů a shrnu hlavní výsledky práce.

# 1 Analýza trhu

## 1.1 Vertikální CNC frézky

Pro rychlé získání představy je nejlepší obraz. Na trhu je mnoho výrobců a každý nabízí celé spektrum strojů, vybral jsem však záměrně na začátek práce dva zástupce malých vertikálních CNC frézek, z nichž každá je profesionálním výrobkem velkých firem a z nichž bych rád převzal to dobré. Poukážu na jejich přednosti a slabinu a větší část práce pak věnuji vlastnímu konstrukčnímu návrhu.

### – Datron M10 Power (Obr. 1)

Z mého pohledu takřka ideální stroj - přesný, výkonný (Tabulka 1) a nabitý nejmodernější technikou. Vykazuje velké využití zastavěné plochy, rozměrný pracovní prostor a nízkou hmotnost. Příznivé hmotnosti je dosaženo použitím granitové desky stolu, portálovou konstrukcí a celkově dobře odladěným designem.



Obr. 1 – Datron M10 Power

Frézka je určena pro obrábění nástroji malého průměru, tomu odpovídá i volba vřetene výkonu 3 kW s otáčkami 40 000 min<sup>-1</sup>. Vřeteno je vybaveno automatickým upínáním nástroje do dutiny HSK-E 25. Výměna nástroje pak probíhá metodou Pick-up z volitelného zásobníku, umístěného v zadní části pracovního prostoru na pracovní desce. Na smykadle je umístěna výklopná doteková sonda, určená pro přesné zjištění polohy obráběného dílce a trysky systému minimálního mazání nástroje. Řídicí systém je použit na bázi operačního systému Windows.

Jedinou výtku bych měl k velmi malému posuvu v ose Z a nízké výšce pracovního prostoru stroje (průchod pod portálem je 200 mm). Tato nevýhoda se projeví pokaždé, když je třeba součást upnout do svěráku nebo přípravku – je třeba použít svěrák s nízkým profilem, aby bylo možné součást obrobit. Vrtání hlubších otvorů na součásti upnuté ve svěráku pak je téměř nemožné. Při použití vakuového stolu se také razantně redukuje použitelná výška. Stroj je primárně určen pro obrábění des-

kových dílů a k tomuto účelu je ideální. Rád bych však zkonstruoval stroj univerzálnější.

parametr	Hodnota	jednotka
výkon motoru hlavního pohonu	3,0	kW
maximální otáčky vřetene	40 000	min <sup>-1</sup>
pracovní zdvih - osa X	1020	mm
pracovní zdvih - osa Y	900/720	mm
pracovní zdvih - osa Z	240	mm
rychloposuv	20 000	mm/min
rychlost posuvu (max.)	20 000	mm/min
rozměry stroje (ŠxVxH)	1910x1950x2056	mm
hmotnost	1200	kg
upínání nástrojů	HSK-E 25	
počet nástrojů v zásobníku	11 (22)	

Tabulka 1 – Parametry frézky Datron M10 Power

– Sieg H250

Tato frézka odpovídá mým představám vnějšího vzhledu stroje, má zcela uzavřený pracovní prostor a je velmi kompaktním řešením (Obr. 2). Rozměry půdorysu jsou menší než u frézky Datron (podstatně menší hloubka), avšak velikost pracovního prostoru je zásadně menší (Tabulka 2). Důležitým aspektem při nákupu je koncová cena stroje pro zákazníka. Jelikož se H250 prodává na českém trhu, je možno cenu snadno vyhledat (momentálně se pohybuje kolem 750 000 Kč). Do této cenové hladiny bych rád zaměřil mnou navrhovanou frézku.



Obr. 2 – Sieg H250

Nevýhodou tohoto stroje jsou zmíněné malé pracovní posuvy a malý pracovní stůl. V praxi je tak frézka využitelná jen na velmi omezené portfolio výrobků, kusovou

výrobu malých dílů nebo na výukové účely. Prodejce stroje uvádí použití pro sériovou výrobu malých až středních objemů a tento fakt je podpořen přítomností automatické výměny nástroje. Osobně však o reálné využitelnosti pro sériovou výrobu pochybuji.

Zajímavá je informace některých dodavatelů stroje o nemožnosti plynulé regulace otáček vřetene. Vzhledem k rozporu informací uváděných různými dodavateli stroje a možnosti objednat od výrobce vysokootáčkové vřeteno (do 24 000 min<sup>-1</sup>) bych se přiklonil k chybě ve specifikacích.

parametr	Hodnota	jednotka
<b>výkon motoru hlavního pohonu</b>	3,0	kW
<b>otáčky vřetene</b>	100 - 6000	min <sup>-1</sup>
<b>pracovní zdvih - osa X</b>	280	mm
<b>pracovní zdvih - osa Y</b>	200	mm
<b>pracovní zdvih - osa Z</b>	300	mm
<b>rychloupřesuv</b>	10 000	mm/min
<b>rychlost posuvu (max.)</b>	4000	mm/min
<b>rozměry pracovního stolu (ŠxH)</b>	450x180	mm
<b>rozměry stroje (ŠxVxH)</b>	2100x2100x1300	mm
<b>hmotnost</b>	850/1000	kg
<b>upínání nástrojů</b>	BT30	
<b>počet nástrojů v zásobníku</b>	8	

Tabulka 2 – Parametry frézky Sieg H250

## 1.2 Oblast využití stroje

Při pořizování stroje je zákazníkovi kladena jako první otázka – na co ten stroj budete používat? Definuji zde proto základní oblasti využití, kterým by navrhovaný stroj měl vyhovovat.

### – Modelářské dílny

Využití stroje v modelářských dílnách je specifické kusovou výrobou velmi rozmanitých součástí. Tato rozmanitost spočívá v obráběném materiálu (dřevo, plasty, kompozity, dural, ocel), složitosti obrobku, velikosti obrobku apod. Není příliš podstatný výsledný čas výroby součásti, jedná se často o nekomerční využití, a tak čas nehraje zásadní roli. Důraz je kladen na jednoduchost obsluhy a údržby stroje, na jeho provozní spolehlivost a malé provozní náklady.

### – Designéřská studia

Studia a konstrukční kanceláře mohou stroj využívat například pro výrobu prototypů, designových studií, prezentačních předmětů, přípravků, forem apod. Jedná se především o kusovou výrobu velmi rozmanitých dílů. Je vyžadována spolehlivost a finanční rentabilita prováděných operací. Je tedy kladen důraz na dobrý poměr ceny

a výkonu stroje, a dále jeho provozních nákladů a výkonu. Zde hraje jistou roli také rychlost provádění operací na stroji.

- Lehká malosériová výroba

Sortiment výroby je velice podobný jako v případě modelářské dílny, avšak součásti jsou vyráběny v malých sériích v poloautomatickém cyklu (stroj v základním provedení vyžaduje obsluhu, lze jej však dodatečně plně automatizovat). Je tedy vyžadována dlouhodobá spolehlivost stroje a zaručena opakovatelnost výroby. U lehkých strojů bývá problémem velká nejistota rozměru obrobku a dosažitelných řezných parametrů v delším časovém období než u kusové výroby. Je požadováno dlouhodobé zaručení parametrů stroje v celém prostoru obrábění pro široký sortiment technologických operací a materiálů.

- Výtvarníci, sochaři

Ve sféře umění mohou stroj využít zejména sochaři, tesaři, řezbáři a další profese, pracující převážně se dřevem, sádkou a podobnými materiály. Zde je využito hlavně velkého pracovního prostoru stroje na hrubování polotovaru pro další zpracování, převážně ruční. Často jsou výrobky tohoto typu tvořeny z více dílů, a tak je potřeba vytvořit přesné plochy a tvarové prvky pro sestavení celého díla.

### 1.3 Možná konstrukční uspořádání stroje

Z pohledu kinematického uspořádání pohybových os frézky je možno vyčlenit čtyři základní varianty. Tyto je pak dále možno dělit dle pořadí jednotlivých os v hierarchii sériové kinematiky stroje. Dané kinematické uspořádání je pak možno konstrukčně realizovat zpravidla několika způsoby. Vybírám záměrně kinematické kombinace reálně proveditelné a v praxi používané v oblasti stavby CNC frézek. Vlastní rešerši konstrukčních uspořádání provedu jen přehledově z pohledu tuhosti a dynamiky pohybu. Vlastní volbu uspořádání i s odůvodněním uvedu dále (kapitola 2.2).

- Pohyb obrobku ve 3 osách, včetně se nepohybuje

Schéma odpovídající dříve nejpoužívanější koncepci malých konvenčních konzolových frézek. Pro stavbu CNC strojů je koncepce konzolových frézek také využívána, a to z důvodu velké tuhosti včetně a možnosti použití osvědčených konstrukčních uzlů právě z konvenčních strojů (rámy, stoly, včetněky a další části jsou v podstatě totožné). Často jsou takto navržené stroje hybridní a umožňují ruční ovládání konvenčního stroje i plně automatický režim.

Zásadní nevýhodou je velké množství přesouvaných hmot a malý využitelný pracovní prostor, vzhledem k vnějším rozměrům. Tato skutečnost u nejmenších strojů nebývá tak markantní, parametry dosahovaných výkonů a tuhosti jsou pro výběr důležitější.

- Pohyb obrobku ve 2 osách, včetně se pohybuje v jedné ose

Podobně jako předešlá kategorie, vychází zcela z konstrukce konvenčních frézek, u větších typů z vyvrtávaček, tentokrát stolových. Stůl se pohybuje v osách X a Y, včetně pak v ose Z. Tato konstrukční varianta je často používána u víceosých obráběcích center s pevně zabudovaným otočným nebo otočně-sklopným stolem.



- Pohyb obrobku v jedné ose, vřeteno se pohybuje ve 2 osách

Toto uspořádání je používáno často, převážně u strojů s horizontální osou vřetene (horizontální vyvrtávačky). Dříve bylo často používáno u konvenčních stolových frézek. Pro malé stroje s vertikální osou vřetene je velmi často využíváno stejného pořadí os - pohyb obrobku v ose X a vřetene v osách Y a Z, avšak realizace je vzhledem k vertikální orientaci vřetene rozdílná.

Výhodou je vysoká tuhost stolu i pevného stojanu (popřípadě portálu při oboustranném uložení) se smykadlem a uloženým vřetenem. Vzhledem k maximalizaci pracovního prostoru není varianta ideální, ale vzhledem k dostupné tuhosti soustavy stroj-nástroj-obrobek je velmi výhodná. Dostupná dynamika frézky je velmi závislá na vlastní konstrukci a zvolených parametrech únosnosti – pohyb osy X (stolu) je závislý na jeho hmotnosti a také hmotnosti obrobku (která se mění).

- Obrobek se nepohybuje, vřeteno se pohybuje ve 3 osách

Všechny pohyby koná nástroj - proces obrábění, dynamika a zatížení stroje je tedy zcela nezávislé na velikosti a hmotnosti obráběného dílce. Uvažovány mohou být koncepce se stojanem na jedné nebo obou stranách pracovní desky (portál). Tvar a výška lože pak určuje polohu nejdelšího vedení (osa X), jako spodní nebo horní gantry.

Při porovnání je dolní gantry celkově lehčí, avšak méně tuhá varianta s většími pohyblivými hmotami (tedy horší dynamikou). Její hlavní výhodou je zcela volné okolí pracovního prostoru a tedy široké možnosti manipulace s obrobkem. Představitelem této koncepce je zmíněný Datron M10 Power. Horní gantry je celkově těžší, má však tužší rám a umožňuje dosáhnout lepší dynamiky pohybů (nižší hmotnost pohyblivých hmot). Pracovní prostor je minimálně ze dvou stran zcela nepřístupný, a tak je ztížená manipulace s obrobkem. Pracovní prostor samotný však zmenšen není. Zajímavou variantou je využití obou koncepcí současně – jedna strana je uložena jako spodní, a druhá jako horní gantry. Tím je dosaženo vyšší tuhosti než u dolního gantry a zároveň je možná dobrá manipulace s obrobkem ze dvou až čtyř stran.

## 1.4 Materiály

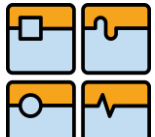
Veškeré součásti, ale také spoje mezi součástmi, jsou tvořeny materiály. S ohledem na jejich použití, výrobu, zatížení, vzhled a předpokládané vlastnosti je nutno zvolit vhodný materiál tak, aby co nejlépe vyhovoval preferovaným a ideálně všem požadavkům.

### 1.4.1 Konstrukční materiály [1]

- Ocel

Klasický konstrukční materiál, hojně používaný i ve formě svařovaného dílu z dutých profilů a plechů. Vykazuje vysoký modul pružnosti a pevnost v tahu i tlaku, což umožňuje konstrukci pevnostních dílů i složitých skořepinových součástí s vysokou statickou tuhostí. Nevýhodou je mírně horší obrobiteľnosť, než u litinových dílců, a vyšší výskyt vnitřních pnutí. Tento pozůstatek po svařování je nutné komplikovaně odstraňovat žiháním. Vyšších materiálových charakteristik je možno dosáhnout chemicko-tepelným zpracováním.



	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 17
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Ocelové odlitky jsou hojně využívány především u velmi složitých dílců v sériové výrobě. Oproti odlítkům z litiny vykazují vyšší tuhost při shodné hmotnosti odlitku. Pro odlévání oceli je nutno dávat pozor na horší slévatelnost než u litin a slitin Al.

#### – Tvárná a šedá litina

Nejpoužívanější materiál na odlévaná tělesa skříní a mnoha dalších součástí strojů. Díky dobré zabíhavosti do formy odlitku, výborným tlumícím vlastnostem a dobré obrobitelnosti, je předurčena pro vysoce složité (žebrované) dílce obráběcích strojů. Nevýhodou je nižší modul pružnosti a tím snížená tuhost konstrukce oproti ocelovým dílům. Nutno dávat také pozor na odlišnou pevnost litiny v tahu a tlaku a na často křehké chování litinových dílů.

#### – Slitiny Al

Velmi moderní materiál napříč odvětvími průmyslu. Pro konstrukci nosných dílů obráběcích strojů se však příliš nepoužívá. Poměr hmotnosti a modulu pružnosti, který je hlavním parametrem pro konstrukci obráběcího stroje, je přibližně stejný jako u oceli, avšak materiál jako takový je podstatně dražší než ocel. Slitiny Al také vykazují velmi dobré vedení tepla, ale větší rozměrové dilatace při změně teploty, což je zásadním nedostatkem. Jejich předností je dobrá obrobitelnost (mimo slitin s vysokým obsahem křemíku).

#### – Kompozitní materiály

Vláknové kompozity jsou velice perspektivní materiály převážně pro konstrukci pohyblivých částí obráběcích strojů. Vykazují vynikající parametry měrné hmotnosti, modulu pružnosti, útlumu vibrací, pevnosti v tahu i teplotní roztažnosti. Vhodnou volbou materiálu vláken (uhlíková, skelná, aramidová - kevlar) a jejich uspořádáním v matrici lze dosáhnout vynikající tuhosti a pevnosti dílce při velice nízké hmotnosti. Je dokonce možné vytvořit strukturu se směrově orientovanou tuhostí a nulovou délkovou roztažností v závislosti na teplotě, což není možné s jinými materiály. Návrh takového dílu však vyžaduje velmi důkladné znalosti problematiky kompozitních materiálů. Také výpočty s takto orientovanými anizotropními strukturami jsou velmi náročné a obtížné i s vyspělou výpočetní technikou. Hlavním důvodem k malému rozšíření kompozitu ve strojírenských konstrukcích je jeho vysoká cena, náročnost návrhu efektivní konstrukce a nemožnost výrobu takového dílce automatizovat. Používají se tedy pro velmi speciální účely a experimentální konstrukce.

Částicové kompozity (HPC beton, polymerbeton) jsou velmi perspektivními materiály. Vykazují velmi dobré tlumící schopnosti při nízké hmotnosti. Vzhledem k jejich pevnostním charakteristikám se hodí převážně pro nosné a základové dílce stroje. Do kompozitního dílce je možné (mnohdy nutné) integrovat kovové vložky a další součásti a vytvářet tak velmi složité komplexní díly s výbornými mechanickými vlastnostmi a tlumením vibrací.

#### – Moderní hybridní materiály

Velmi široká paleta materiálů a jejich kombinací, dnes velmi moderní pro namáhané dílce a dílce speciálních použití. Vhodnou kombinací materiálů s odlišnými vlastnostmi lze vytvořit dílce s orientovanou tuhostí, vysokým útlumem vibrací a dalšími specifickými vlastnostmi. S nižšími náklady než u kompozitních materiálů tak lze vytvořit dílce vysoké tuhosti a nízké hmotnosti. Množství kombinací materiálů je však

obrovské a vývoj těchto hybridních struktur se neustále vyvíjí. V dnešní době se jedná především o struktury na bázi železných materiálů, doplněných dalšími materiály s odlišnými vlastnostmi - hliníkové a polymerní výstelky ocelových konstrukcí, kompozitní vrstvy, potahy, plniva, vrstvené struktury a další [2].

	Ocel	Litina	HPC beton	Vláknové kompozity
<b>Měrná hmotnost</b> [kg·m <sup>-3</sup> ]	7850	7200	2200 - 2500	1400 - 2000
<b>Poissonova konstanta</b> [-]	0,3	0,2 - 0,3	0,2 - 0,3	-
<b>E-modul</b> [GPa]	210	70 - 100	50 - 60	40 - 360
<b>Pevnost v tahu</b> [MPa]	40 - 1600	150 - 400	8 - 10	200 - 2400
<b>Pevnost v tlaku</b> [MPa]	250 - 1200	700 - 1200	100 - 200	-
<b>Pevnost v ohybu</b> [MPa]	150 - 600	100 - 300	3 - 8	-
<b>Dekrement útlumu</b> [-]	0,002	0,003	0,02 - 0,03	-
<b>Souč. délk. roztažnosti</b> [10 <sup>-6</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	11 - 18	10	10,6	-3,5 - 5
<b>Tepelná vodivost</b> [W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	47	50	1,7	0,1 - 50
<b>Měrná tepelná kapacita</b> [J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	0,49	0,45	0,9	1 - 1,5

Tabulka 3 – Porovnání konstrukčních materiálů rámu

#### 1.4.2 Spojovací materiály

##### – Šroubové spoje

Nejpoužívanější rozebíratelný typ spojení součástí. Vykazuje velkou únosnost, tuhost a spolehlivost při dlouhodobém použití, díky možnosti šroubový spoj předepnout a exaktně průběžně kontrolovat. Při montáži umožňují ustavování součástí do požadované polohy. Není primárně určen pro velmi časté rozebírání spoje, ale umožňuje to. Někdy může být nevýhodou vlastní provedení spoje – existence závitů jako vrubu v součásti, nutnost prostoru pro přístup k výrobě a montáži spoje a další.

##### – Lepené spoje

Moderní způsob spojování součástí. Jedná se o pevné spojení, které má parametry nerozebíratelného spoje, většinou je však možno při zahřátí komponent nad limitní teplotu (200 – 350°C) spoj rozebrat bez poškození komponent. Vzniká tak kombinace výhod svařovaných spojů a šroubovaných spojů, přičemž proces lepení je velmi rychlý, jednoduchý, spolehlivý a především umožňuje velmi zjednodušit vlastní konstrukci. Nevýhodou lepidel je malá tuhost vlastního lepidla, nutnost uzpůsobení lepených ploch proti odlupování a především nedůvěra a nejistota konstruktérů. Výrobci lepidel jsou např. UHU, Henkel a další.

#### – Tvarový spoj

Rozebíratelné spojení součástí tvarovým stykem je velmi rychlé a efektivní. Výhodou je možnost opakovaného spojení součástí ve velmi krátkém čase - samosvorné kuželové plochy, bajonetový spoj a další. Jeho nevýhodou jsou velké rozměry spoje, nutné pro zajištění potřebného přenášeného zatížení oproti jiným typům spojů a také velká náročnost na přesnost a složitost výroby.

### 1.5 Lineární vedení

Hlavním dělicím znakem je typ kontaktu mezi vzájemně pohybujícími se díly - vedení kluzná, valivá a kombinovaná [2]. Vedení jsou dále specifická svým principem funkce a konstrukčním provedením [1].

#### – Kluzná vedení (hydrodynamická)

Lze je dále dělit a charakterizovat dle několika hledisek. Materiál kluzných ploch zásadně ovlivňuje hlavní parametry vedení, a to součinitele tření ploch a tuhost vedení. Na stykové plochy se používá zejména šedá litina, kalený ocelový plech, plastické hmoty a jejich vhodné kombinace. Vyznačují se vysokou tuhostí, únosností a útlumem vibrací. Jejich výhodou je možnost mechanického seřizování velikosti předpětí (vymezování vůle při opotřebení) a možnost úplného blokování pohybu. Nevýhodou je pak relativně vysoký součinitel tření a závislost jeho velikosti na rychlosti pohybu.

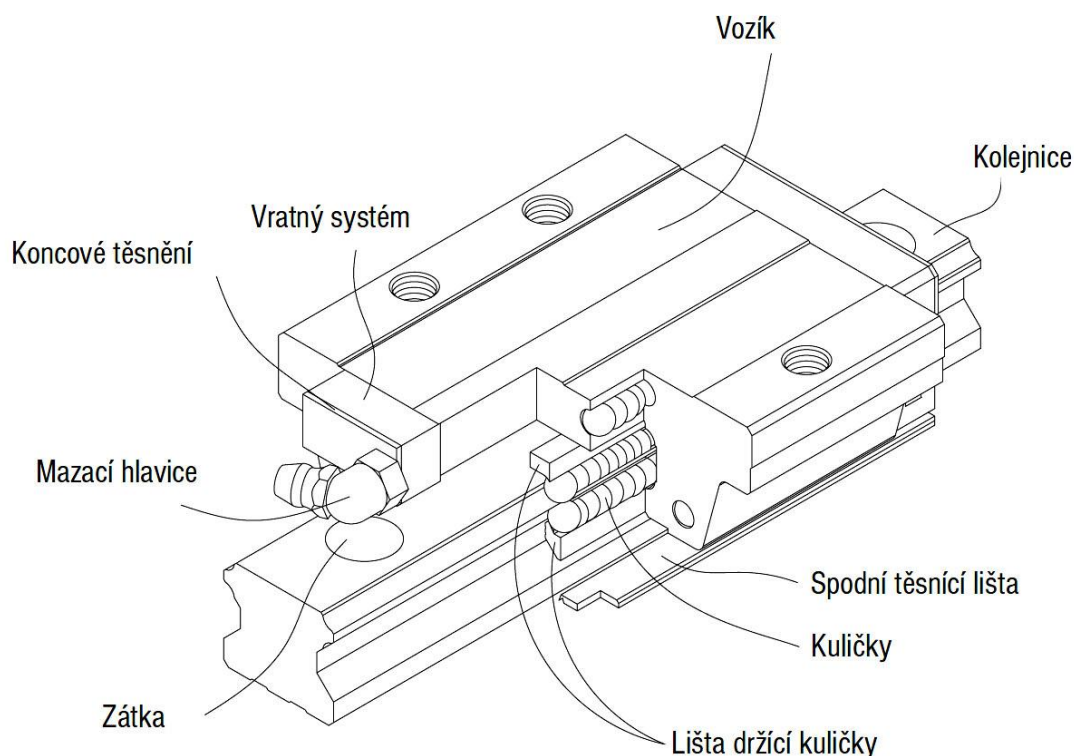
#### – Kluzná vedení (hydrostatická)

Jsou používána převážně u velkých obráběcích strojů. Vyznačují se vysokou tuhostí, únosností a možností vytvořit a řídit velikost předpětí ve vedení. Nevýhodou je poměrně složitá konstrukce vždy na míru pro daný stroj, nutnost použití tlakového oleje a množství dalšího příslušenství. Pro malý stroj nízkých výkonů je tedy nevhodná.

#### – Valivá vedení

Lze dále dělit na vedení s omezenou délkou zdvihu otevřená a uzavřená a na vedení s neomezenou délkou zdvihu. Dle valivých tělísek na kuličková, válečková a jehlová.

V dnešní době jsou velice populární a výhodná valivá vedení s teoreticky neomezenou délkou zdvihu. Jsou tvořena samostatnými valivými bloky s uzavřeným oběhem valivých tělísek a broušenou vodící lištou s otvory pro šrouby k upevnění na nosné těleso. Tento druh vedení má velice nízký koeficient tření, vysokou tuhost, dobrou únosnost a rovnoměrný chod. Vyrábí se v několika tvarových variantách a s různými počty oběžných drah elementů (Obr. 3), čímž se liší jejich cena i technické parametry.



Obr. 3 – Valivý blok lineárního vedení HGW firmy Hiwin [3]

Na trhu je velké množství výrobců těchto vedení, téměř každý větší výrobce valivých ložisek již dnes vyrábí také valivá lineární vedení. Díky velké konkurenci existuje mnoho variant a druhů vedení a valivých bloků, a tak lze snadno vybrat vhodný typ provedení a integrovat je do navrhované konstrukce. Valivé vedení je vyrobeno již předepnuté a velikost předpětí lze mírně ovlivnit montáží valivých bloků. Je tedy možné dosáhnout velmi přesného polohování i při změnách směru pohybu a zatížení.

## 1.6 Pohon lineární posuvové soustavy [1]

Tímto jsou myšleny náhony a převodové mechanismy, zajišťující říditelný pohyb a polohování částí stroje po lineárním vedení. V konstrukci strojů se dnes nejčastěji používají rotační motory pro konání pohybu, a tak je nutno tento rotační pohyb vhodným způsobem transformovat. Je také možné uvažovat pohon přímo lineárním motorem (elektrickým či hydraulickým – kapitola 1.8).

### – Trapézový šroub a matice

Dříve nejpožívanější způsob pohonu souřadnic konvenčních obráběcích strojů. Dnes jsou tyto šrouby překonány kuličkovými šrouby a v posuvech CNC strojů se již téměř nepoužívají.

Jejich výhodou je snadná výroba a jednoduchost, nevýhodou je nižší přesnost a vyšší opotřebování. Nejčastějším provedením je mosazná nebo plastová matice v kombinaci s ocelovým šroubem. Tento typ je možno aplikovat u dopravníků a málo namáhaných mechanismů. Dříve používané předepnuté matice lze používat i u těžkých strojů, nevyhne se však stejnému problému jako u kluzných vedení - rozdílnému součiniteli tření statického a dynamického.

Velkou předností trapézového šroubu je možnost dosáhnout samosvornosti mezi maticí a šroubem. Není tedy třeba vybavovat pohyblivé části nebo motory brzdami. Šrouby se vyrábějí v různých velikostech stoupání závitu a počtech stoupání závitu, je tedy možné velmi efektivně volit únosnost šroubu a převodový poměr mezi rotačním a translačním pohybem. Obecně pohyb pomocí šroubu je možné realizovat jen na omezeně dlouhé dráze, vzhledem ke vzpěrné stabilitě, tuhosti a dovoleným otáčkám šroubu.

#### – Kuličkový šroub a matice

Postup návrhu kuličkového šroubu je velice podobný šroubu trapézovému, vyniká však zásadní výhodou - kontakt matice a šroubu je zprostředkován valivým stykem kuliček. Odpadá tak výrazný rozdíl mezi statickým a dynamickým součinitelem tření a také velikost tohoto tření je podstatně menší. Kuličkové šrouby jsou přesnější a díky předepnutým maticím lze dosáhnout bezvúlového, velmi přesného a plynulého pohybu stroje při velkých zatíženích. Lze využít dvou kinematických variant – rotující šroub a nerotující matice nebo stojící šroub a rotující matice. Obě řešení mají své výhody a nevýhody, hodí se proto každé pro jiný typ aplikace.

Na trhu jsou dostupné 3 varianty kuličkových šroubů, které se liší výrobním postupem, tím danými provozními vlastnostmi a také cenou. Nejlevnější variantou jsou válcované kuličkové šrouby. Z názvu patrná technologie určuje velmi produktivní výrobu a nízkou cenu. Zásadní nevýhodou, plynoucí z technologie, je horší přesnost vyrobených šroubů, především přesnost stoupání a mírně nižší životnost. Výrobci uvádí přesnost IT7, výběrem lze dosáhnout IT5. Z technologie a přesnosti vyplývají jistá omezení pro použití šroubů v přesných aplikacích a omezení při předepínání matic (kapitola 2.3.3).

Druhou kategorií jsou šrouby přesně okružované. Jejich přesnost je podobná jako u válcovaných šroubů (IT7 až IT5). Vzhledem k odlišné technologii výroby (jiný povrch, jiná povrchová napjatost, odlišné rozložení a složky nepřesnosti) je ale možné běžně dodávat matice s vymezenou vůlí (dvojitě, předepnuté výběrem kuliček). Šrouby jsou tak vhodnější pro aplikaci u obráběcích strojů. Vlastní kompenzace nepřesnosti stoupání je eliminována elektronicky, u přímého odměřování polohy pak nehraje roli vůbec.

Nejpřesnější, a také nejdražší, jsou kuličkové šrouby broušené. Jsou vyráběny v přesnosti IT5 až IT3, lze vyrobit IT1 a teoreticky i přesnější, přičemž s přesností výrazně roste pořizovací cena. Šrouby se běžně dodávají s předepnutými maticemi a jsou ideální pro přesné obráběcí stroje. Vykazují mírně vyšší životnost (než předešlé typy), jsou většinou vyráběny na zakázku pro danou aplikaci a umožňují využití různých nestandardních řešení (vysoké předepnutí, vnitřní chlazení šroubu apod.).

#### – Ozubený hřeben a pastorek

Řešení vyniká velmi příznivou cenou a lze je s výhodou použít pro menší stroje i pro pohyb těžkých strojů s velkými délkami zdvihu. Toto řešení v podstatě není omezeno svou délkou zdvihu. Velkou výhodou je vysoká únosnost, tuhost a možnost velkého zrychlení pohybu. Nevýhodou je složitost konstrukce a množství dalších prvků, jako je např. systém vymezování vůle, nutnost poziční a bezpečnostní brzdy u svislých souřadnic apod.



Vymezování vůle mezi pastorkem a hřebem lze provést různými způsoby – dělený odpružený pastorek, dva pastorky s vymezovacím mechanismem a další mechanická řešení. V dnešní době je u větších strojů preferováno vymezení vůle systémem master-slave. Principem je použití dvou shodných pohonů, jež jsou spolu spřaženy v momentové vazbě (tedy elektronicky). Konstrukčně elegantní způsob však vyžaduje dvojici pohonů pro jeden hřeben a vyspělý řídicí systém (Obr. 4).



Obr. 4 – Konstrukční schéma náhonu ozubeného kola master-slave [4]

#### – Další možnosti převodu

Bylo vyvinuto a používá se mnoho dalších typů převodů rotačního a lineárního pohybu, jako další představitele možno vyjmenovat: válečkové šrouby, šnek a hřeben, přímý pohon řemenem nebo řetězem. Vzhledem k zaměření a rozsahu práce jsou však tyto pohony reálně velmi těžko aplikovatelné, a proto je nebudu dále rozebírat.

#### – Spojení motoru s pohybovým členem

Je realizováno pomocí různých typů hřídelových spojek a převodů. Mezi motor a šroub (nebo pastorek) je možno také vložit převodovku pro redukci otáček motoru a zvýšení krouticího momentu. Mezi motor a pohybový člen je možno vložit pojistný prvek nebo mechanismus pro vymezení vůle v pohyblivých členech.

Ne vždy je možno umístit osu motoru proti ose naháněného členu (šroubu, pastorku). I proto byl vyvinut tzv. synchronní (ozubený) řemen. Jeho použitím vznikne bezvúlový převod s přesným převodovým poměrem jako u ozubených kol, avšak se všemi výhodami klasických řemenových převodů. Jeho míra využití neustále stoupá díky jeho velké únosnosti, účinnosti a nízkým nákladům na celý převod.

## 1.7 Vřeteníky [2]

Jsou nejdůležitějším prvkem stroje – určují parametry výkonu, přesnosti a ovlivňují chování celého stroje. Detailně se vnitřní stavbou vřeteníků zabývat nebudu, pro návrh stroje je podstatná vnější morfologie vřetene a jeho parametry.

#### – S vloženým převodem

Vřeteník je tvořen statorem skříňového tvaru, moderním trendem je pak válcový tvar tubusu pro snadnější výrobu a výměnu vřetene. Rotor je uložen v sadě předních

a zadních předepnutých ložisek v mnoha konfiguracích dle požadavků na výkon a maximální otáčky vřetene. Zadní část vřetene je často vybavena pomocným ložiskem, nesoucím naháněný převod (řemenici, ozubené kolo), nebo je v těchto místech umístěna vícestupňová převodovka. Motor je umístěn mimo osu vřetene a často relativně daleko od vlastního vřetene, což výrazně šetří prostor u těžkých výkonných pohonů vřeten.

#### – Příímý náhon

Vřeteno je samo o sobě shodné s předchozím případem, není však nutné dodatečně zadní ložisko pro uložení převodu. Motor, často asynchronní servomotor, je umístěn v ose vřetene a rotory jsou navzájem spojeny spojkou.

#### – Elektrovřeteno

Je tvořeno zpravidla statorem ve formě válcového tělesa, které nese vřetenová ložiska. Vřeteno je současně rotorem synchronního nebo asynchronního motoru, jehož vinutí je uloženo ve statoru v prostoru mezi předními a zadními vřetenovými ložisky. Integrované vodní chlazení (méně často vzduchem) odvádí přebytečné teplo od vinutí motoru, integrován je i přívod maziva pro mazání ložisek a řezné kapaliny. Velmi často, převážně u výkonů nad 5 kW, je do vřetene integrována automatická výměna nástroje. Celé vřeteno je velmi kompaktní a vše nutné je integrováno uvnitř. Vřeteník je tedy tvořen objímkou pro pevné a tuhé uchycení elektrovřetene ke zbytku stroje.

### 1.8 Pohony

#### – Stejnoseměrné elektromotory (DC) [1]

Tyto motory s mechanickým komutátorem jsou již dnes na ústupu. Vzhledem k nutnosti elektronického řízení jsou již dnes spolehlivější a výkonnější řešení. Motory jsou vybaveny snímačem otáček a polohy rotoru pro zpětnou vazbu řízení.

#### – Bezkartáčové elektronicky komutované elektromotory (EC)

Motory nahrazující právě zmíněné DC motory. Jejich výhodou je jednodušší konstrukce a plně elektronická kontrola pohybu rotoru.

#### – Synchronní elektronicky komutované elektromotory (AC)

Jsou dokonalejší verzí EC motorů, změna spočívá ve využití trojfázového napájení. Tím je možno dosáhnout přesnějšího řízení a vyšších výkonů. Zpětnou vazbou v podobě Hallových sond a inkrementálního enkodéru umožňuje v kombinaci s moderní řídicí elektronikou téměř neomezenou přesnost polohování. Převažuje konstrukce s permanentními magnety na rotoru a vinutím ve statoru.

Konstrukčně se jedná o klasický motor, nebo koncepci prstencového motoru. Pro velmi dynamické aplikace je možno použít lineární elektromotor - rotační elektromotor rozvinutý do roviny. Synchronní motory vykazují velmi dobrou momentovou charakteristiku v celém pracovním rozsahu a umožňují velmi vysokou přetížitelnost. Nevýhodou lineární varianty motoru jsou velké síly, působící na vedení a silné magnetické pole, které je nutno odstínit.

– Asynchronní elektronicky komutované motory (AC)

Vyznačují se vyššími dosažitelnými výkony, než synchronní motory. Jejich výhodou je jednodušší a levnější konstrukce rotoru. Obrovskou nevýhodou, vyplývající z principu funkce motoru, je náročná realizace velice nízkých otáček a udržení konstantní polohy rotoru bez mechanické brzdy. Nástupem velmi výkonné a rychlé řídicí elektroniky se začínají uplatňovat nejen jako vřetenové motory velkých výkonů, ale i jako servomotory pro polohování.

– Elektrický krokový motor

V dřívějších dobách velmi používaný typ pohonu z důvodu velmi jednoduchého řízení a možnosti mikro-krokování. Většinou pracuje bez zpětné polohové vazby, v čemž spočívá jeho hlavní výhoda – jednoduchost, ale také nevýhoda – nejistota nastavení polohy. Dosahuje vysokých statických krouticích momentů, avšak nedosahuje příliš vysokých otáček a moment s otáčkami velice klesá. S nástupem výkonné a rychlé řídicí elektroniky je možno pomocí digitálních driverů výrazně zlepšit provozní vlastnosti a spolehlivost krokových motorů. V podstatě je krokový motor používán v režimu střídavého synchronního pohonu s velkým počtem pólů. Nepříznivá momentová charakteristika však nelze výrazně změnit, je způsobena principem funkce motoru (právě velkým počtem pólů).

– Hydromotor

Dosahuje nejvyššího poměru výkon-zástavbový prostor a umožňuje dosažení obrovských sil a krouticích momentů při malých rozměrech. Jeho hlavním nedostatkem je nutnost přísunu tlakové hydraulické kapaliny, jejíž „výroba“ je ekonomicky neefektivní v porovnání s přímými elektrickými pohony. Kapaliny je také nutno přivést a odvést z místa pohonu, což je s ohledem na pracovní tlaky kapaliny náročné. Při větším objemu kapaliny v řízeném hydraulickém okruhu mohou nastat problémy s tuhostí pohonu.

– Pneumotor

Pohon zcela nevhodný pro polohovací mechanismy obráběcích strojů, vzhledem ke své netuhosti a velmi špatným možnostem řízeného polohování. Je však ideální pro pomocné polohovací mechanismy, díky své čistotě a jednoduchosti. Je možné jej použít také jako tzv. plynové pružiny pro vyvažování velkých hmot strojních součástí proti působení gravitace.

– Hybridní pohony

Dříve používané koncepce kombinovaných motorů – krokový motor + hydromotor, asynchronní pohon + hydromotor, to vše jsou dnes již překonané koncepce.

## 1.9 Odměřování polohy

– Dle umístění snímače - přímé a nepřímé

Za přímé lze odměřování polohy považovat tehdy, když se jedna část snímače nachází přímo na součásti nebo sestavě, jejíž pohyb chceme sledovat, a druhá část na součásti nebo sestavě, vůči které pohyb sledujeme. Obecnou snahou je eliminace



vlivu teplotních dilatací a netuhostí soustavy a tedy umístění odměřování co nejbližže řezného procesu.

Za nepřímé lze např. považovat odměřování polohy suportu pomocí signálů z enkodéru servomotoru, který pohání přes spojku a kuličkový šroub pohyb suportu. Snímač polohy tedy není v přímém kontaktu a je oddělen nějakým druhem převodu.

#### – Inkrementální a absolutní odměřování

Inkrementální způsob odměřování spočívá v přenosu dvou shodných signálů (obdélníkový průběh, průběh sinus), které jsou vzájemně posunuty o  $\frac{1}{4}$  periody. Každá jedna perioda představuje 1 pulz (krok) pro odměřovací systém. Dodatečně je možno zvýšit citlivost odměřování tak, že obdélníkový systém reaguje na každou hranu v signálu, tedy čtyřnásobná přesnost. U analogového signálu sin-cos je možno digitálně dělit až 16-bitovou přesností. Posunutím signálů vůči sobě je možné detekovat směr pohybu, tedy zda v čítači odčítat či přičítat pulzy.

Absolutní způsob je prováděn tak, že je možno v každé poloze snímače přesně určit přímo danou polohu, nikoliv jen směr pohybu a krok. Není tak nutno používat čítače a referování souřadnic při zapnutí stroje. Snímače jsou však velmi složité a nákladné pro větší rozsahy pohybů.

Řešením je kombinace inkrementálního snímače s externím čítačem pulzů a referenčními značkami. Tím je využito jednoduchého principu inkrementálního snímače a digitální cestou je možno dosáhnout vlastností absolutního snímání i pro velké rozsahy pohybů.

#### – Dle technologie snímání polohy

Magnetické snímače se skládají z čtecí hlavy a magnetické pásky. Hlava je (velmi zjednodušeně) podobná čtecí hlavě magnetofonu, doplněná o digitální elektroniku. Magnetický pásek má přesně umístěny magnetické póly a je možno jej lepit přímo na díl, popřípadě se prodává ve formě kroužků, disků a lišt (Obr. 5).



Obr. 5 - Magnetický inkrementální snímač LM13 firmy Renishaw [5]

Optická pravítka, pásky a snímané kroužky, jsou dvojího typu, snímací hlavy ale pracují na shodném principu. Pravítka mohou být skleněná, tedy světelný (často laser) paprsek prochází skrz, nebo ocelová a paprsek se od pravítka odráží. Na pravítce jsou vyryty rysy, které umožňují odraz (průchod) paprsku a jsou tak generovány pulzy. Čtecí hlava je vybavena emitorem paprsku (dioda, laserová dioda) a senzorem světla. Senzor může být digitální (obdélníkové pulzy) nebo sofistikovanější, který spolu s příslušnou úpravou pravítka generuje pulzy sin-cos, které se dále digitalizují.

#### – Dle konstrukce snímače

Uzavřený rotační enkodér je velmi často používaná komponenta. Je jednoduchý k instalaci, levný a velice spolehlivý. Konstrukčně je také totožný s enkodérem, integrovaným uvnitř elektrického servomotoru. Jeho nevýhodou je pro některé aplikace nízké rozlišení a malá dostupná frekvence výstupních pulzů.

Kombinace čtecí hlavy a pásky (lišty, kroužku a dalších tvarů) je velice univerzální, vysoce přesný způsob odměřování, nezávislý na délce odměřování. Umožňuje dosažení vysoké přesnosti a především rychlosti odměřování. Toto je však vykoupeno vysokou cenou a nutností zajištění čistoty odměřovacího zařízení (utěsnění).

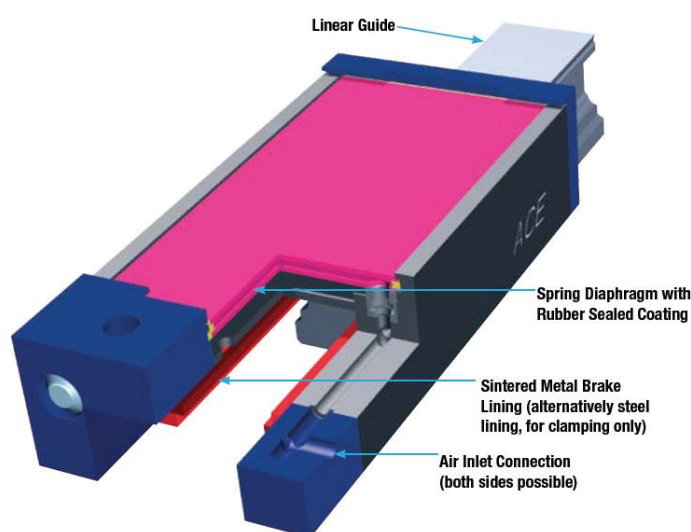
### 1.10 Pomocné a bezpečnostní prvky

Na strojích se vyskytuje mnoho komponent, které nemají přímý vliv na technické parametry stroje, avšak jsou nezbytné pro jeho provoz a zvyšují jeho bezpečnost. Uvedu několik kategorií těchto prvků (ne však všechny), převážně zmíním prvky, využitelné na navrhované frézce.


#### 1.10.1 Bezpečnostní brzdy

Jsou hlavním mechanickým prvkem k zajištění bezpečnosti stroje. Slouží k nouzovému zastavení a blokování pohybu pohyblivých částí v případě výpadku, havárie, nebo odpojení stroje od médií (elektrická energie, tlakový vzduch, tlakový olej apod.). Z názvu a jejich požití vyplývá hlavní odlišnost od klasických brzd a zpevňovacích prvků – jejich funkce je mechanická a jejich základní provozní stav je zabrzděný. Odblokování brzdy a uvedení stroje do pohybu-schopného stavu je provedeno přívodem média.

Lze je rozdělit do několika kategorií - dle použitého média pro odblokování brzdy (tlakový vzduch, tlakový olej, elektrická energie), dle umístění brzdy (na servomotoru, na kuličkovém šroubu, na vedení, na brzdě liště a další) a dle funkcí, jaké má brzda plnit (pouze blokování pohybu, brzdění a blokování pohybu, vymezení vůle spolu s předchozími apod.).



Obr. 6 – Detail konstrukce bezpečnostní brzdy [6]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 27
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

### 1.10.2 Vyvažování svisle posuvných hmot

Dříve se využívalo především u přesných nebo velkých strojů (s velkými posuvnými hmotami ve svislé ose). Dnešním trendem je snižování energetických nároků u všech kategorií strojů, přičemž právě vyvážením svisle posuvných hmot lze zásadně ušetřit energii a pořizovací náklady pohonu, popřípadě energii dodat levnějším způsobem, odděleným od vlastního přesného pohonu.

#### – Protizávažím

Nejsnazší způsob vyvážení svisle posuvných hmot. Konstrukčně velmi jednoduchý způsob, kdy je pomocí pákového nebo pružného převodu (řemen řetěz, lano) umístěno protizávaží. Výhodou je jednoduché omezení vlivu tíhových sil posuvných hmot. Zásadní nevýhodou je zvětšení (na dvojnásobek) posuvných hmot s ohledem na setrvačné účinky a zvýšení statické zátěže navazujících součástí.

#### – Pneumaticky

Ideální varianta pro malé a střední stroje. Vytvořením uzavřeného okruhu pneumatického pístu a akumulátoru tlaku je vytvořen jednoduchý spolehlivý systém vyvažování. Výhodou je relativní jednoduchost provedení, malá hmotnost pístu (tlakovou nádobu lze umístit odděleně) a možnost řízení velikosti síly nadlehčování. Nevýhodou je pak nutnost tlakové nádoby (její velikost přímo souvisí s potřebnou rovnoměrností tlaku v okruhu), omezená velikost vyvažovací síly a samotná přítomnost tlakového vzduchu (může být problém u nejmenších strojů).

#### – Hydraulicky

Často používaná varianta pro střední a velké stroje. Principiálně shodný způsob s pneumatickým vyvažováním. Hlavní výhodou je možnost vyvažování řádově těžších komponent. Zásadní nevýhodou je přítomnost hydraulického agregátu a vysokotlakých tlakových lahví (hydraulických akumulátorů). Je nutno kontrolovat velikost možného průtoku hydraulické kapaliny okruhem, aby vyvažování nebylo omezujícím prvkem pro rychlost nebo dynamiku posuvu.

#### – Pružinou

Konstrukční řešení je ještě jednodušší, než v případě využití protizávaží. Jeho nespornou výhodou je minimální hmotnost a vysoká spolehlivost. Jeho zásadní nevýhodou, plynoucí z principu funkce, je nerovnoměrnost vyvažovací síly (způsobené tuhostí pružiny) a omezená délka zdvihu pro vyvažování. Potřebné zástavbové rozměry jsou velmi ovlivněny konkrétním uspořádáním. Zvláště délka (výška) konstrukce vyvažování může být problematická (rovnoměrnost vyvažovací síly závisí na tuhosti a délce pružiny).

#### – Motoricky (elektricky)

Nejmodernější způsob vyvažování hmot je umožněn výkonovou řídicí elektronikou. Spočívá v přidání dalšího pohonu libovolné konstrukce – servomotor s kuličkovým šroubem, pastorkem a hřebenem, lanovým převodem apod. Tento pohon je pak řízen na konstantní zátěžnou sílu (respektive krouticí moment), čímž kompenzuje tíhové účinky. Propojením s moderním řídicím systémem vykazuje tento způsob velkých výhod, jelikož jde (často) o plnohodnotný servopohon, který je možno adaptivně

řídít dle požadavků. Lze jej tedy mimo vyvažování hmot využít pro posílení dynamiky pohybu, řezných sil, pro řízenou deformaci a natáčení vyvažovaných komponent, předepínání pohybového mechanismu pro silové obrábění apod. Nespornou výhodou je použití elektrické energie (není potřeba dalšího média) a možnost aktivně řídit intenzitu nadlehčování. Hlavní nevýhodou řešení je nutnost vyspělého řídicího systému pro správnou funkci řešení a vlastní přítomnost dalšího pohonu souřadnice.

### 1.10.3 Rozvody médií (pohyblivé)

Přenos médií (tlakových hadic vzduchu a hydrauliky, elektrické kabely apod.) mezi pohyblivými sestavami, lze realizovat několika způsoby. Základním způsobem je volné ložení vedení kabelů a hadic. Často zcela dostačující řešení, které je ale možno použít pouze ve velmi volných prostorech bez překážek. Lepší variantou bývá přenos vedení průvěsem, kdy jsou hadice a kabely svázaný do pružného svazku a ukotveny v několika bodech s dostatečnou vůlí (zásobou vedení).

Pro přesně definované vedení a ochranu vedených kabelů a hadic je určen tzv. energetický řetěz. Článekový, zpravidla plastový, řetěz umožňuje natáčení článků v jedné rovině (v jednom nebo obou směrech) a umožňuje omezení poloměru ohnutí vedeného svazku. Vyspělejší variantou je tzv. 3D řetěz, který je tvořen články složitějšího tvaru a umožňuje vedení rozvodů přes více pohybových souřadnic (v principu se jedná o ochrannou hadici s možností definovat poloměr ohnutí). Vlastní kategorii pak tvoří rotační převodníky, sloužící pro převod médií mezi rotujícími komponentami. Jejich zásadním dělicím znakem je velikost úhlu natočení převodníku (omezený nebo neomezený úhel).

## 1.11 Řídicí systémy

- Siemens, Heidenhain, Fanuc, Mitsubishi

Tyto univerzální řídicí systémy jsou obecně považovány za velmi vyspělé. Jsou to univerzální systémy, tvořené ovládací obrazovkou, hlavním počítačem s operačním systémem, pracujícím v reálném čase (u Heidenhain je to HEROS), a vlastním modulárním hardwarem řídicího systému. Systémy jsou nabízeny v několika variantách dle použitého typu obráběcího stroje, počtu řízených os, požadované přesnosti a rychlosti zpracování dat apod. Vysoce spolehlivé systémy, modulárně stavěné tak, aby bylo možno vyhovět každému zákazníkovi. Jejich hlavní nevýhodou je vysoká cena.

- GPlus 450 [7]

Systém firmy Knuth z Německa, který používají u všech svých CNC strojů. Je to softwarový program, vytvořený na míru, který běží na PC pod operačním systémem Windows. V počítači jsou pak přítomny speciální karty pro vysokorychlostní komunikaci se senzory, drivery a obecně elektronikou stroje. Knuth vlastním řídicím systémem výrazně šetří výrobní náklady na stroje a zároveň udržuje a prosazuje firemní standardy i u zákazníka. Tohoto využívá mnoho velkých výrobců obráběcích strojů (Mazak se systémem Mazatrol Matrix a další).

- Mach3

Počítačový program, běžící pod Windows podobně jako GPlus 450, avšak nezahrnuje některé sofistikované funkce (akcelerační S křivky, neumožňuje momentové

řízení, má omezenou výstupní frekvenci apod.). Pro nenáročné aplikace je však vhodnou volbou, vzhledem ke své minimální pořizovací ceně a jednoduchosti.

Vstupy a výstupy z počítače jsou realizovány přes paralelní port, popřípadě speciální kartu nebo externí hardwarový interpolátor, který výrazně zvyšuje kvalitu a spolehlivost signálu. Hardwarový interpolátor – konkrétně Smoothstepper, je zařízení zkonstruované přímo pro Mach 3. Připojuje se přes rozhraní USB nebo Ethernet a disponuje vlastní vyrovnávací pamětí. Slouží ke generování řídicích pulzů, interpolaci pohybů, řízení vstupů a výstupů a dalšího mimo PC. Tím výrazně zvyšuje rychlost, spolehlivost a kvalitu řízení. Principiálně se tak zařízení blíží vyspělým řídicím systémům.

Mach ve verzi 3 umožňuje kontinuální řízení šesti os v lineární interpolaci, dvou os v kruhové interpolaci, režimy master-slave (polohovou vazbu, ne momentovou), korekce polohy, stoupání šroubu, je možno do něj vytvářet libovolné doplňkové moduly, makra a mnoho dalšího. Ve vývojové verzi nástupce Mach 3 jsou již zakomponovány některé funkce vyspělých řídicích systémů, finální verze je však v nedohlednu.

#### – EMC2

Systém je založen opět na klasickém PC, je však sám o sobě upravenou distribucí open source operačního systému Linux a nepotřebuje tak ke svému chodu systém Windows. Nejen, že je dostupný zdarma, ale pomocí obrovské škály modulů a vlastního programování jej lze i upravit a vytvořit opravdu sofistikovaný řídicí systém. Parametry a možnostmi předčí zmíněný Mach3 díky svým možnostem nastavení, vyspělým funkcím a konfigurovatelností. Jeho silná stránka je však pro mě osobně zároveň slabou stránkou. V důsledku toho, že je systém zdarma, neexistuje k němu takřka žádná oficiální odborná podpora na úrovni instalace, oživení a servisu systému, vše je tedy na uživateli samotném (fanouškovská fóra o CNC samozřejmě fungují výborně). To klade vysoké nároky na znalosti, trpělivost a čas.

## 2 Konstrukce frézky

### 2.1 Požadavky na CNC frézku

Na základě analýzy trhu byl proveden soupis požadavků na ideální stroj navrhované kategorie.


#### – Poměr cena-výkon s důrazem na minimalizaci celkových nákladů

S ohledem na konkurenci a zaměření stroje pro daný segmentu trhu, na který stroj cílí, je třeba minimalizovat výslednou cenu celého stroje. Ačkoliv by měla být v průmyslové sféře kvalita na prvním místě, o nákupu stroje často rozhoduje právě pořizovací cena. Náklady na stroj jako celek však zahrnují nejen cenu pořizovací, ale také cenu údržby, obsluhy, náhradních dílů, vlastního provozu apod.

#### – Maximalizace pracovního prostoru a rozsahů obrábění

Je snahou vytvořit velmi univerzální stroj, který obstojí ve tvrdém konkurenčním prostředí. Toto je možno pouze tehdy, má-li stroj nějakou výhodu. Výhodou může být nízká cena nebo jiný charakteristický rys. Kromě nízké ceny jsem dospěl k názoru,



	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 30
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

že touto výhodou může být velký pracovní rozsah v ose Z a obecně velký pracovní prostor, vzhledem k vnějším rozměrům frézky. Kompaktní stroj je výhodnější z hlediska uskladnění, přepravy, montáže i vlastního používání (šetří cennou plochu dílny).

- Možnost použití různých vřetenových hlav

Univerzálnost stroje může být dána také možností použití vřeten různých parametrů, jako jsou krouticí moment a rozsah otáček, přítomnost automatického upínání nástroje, chlazení a další. Použití polohovatelné nebo plynule numericky řízené vřetenové hlavy umožní výrazné rozšíření možností prováděných operací a technologií obrábění.

- Použitá média, dodávaná do stroje zvenčí

Moderním konceptem je dodávat kompaktní, kompletní a samostatné řešení jako celek. Je možné předpokládat přítomnost elektrické energie a tlakového vzduchu (do 6 bar), což patří mezi standard. Je možno počítat s minimem, a to napětím 230V a přítomností přenosného kompresoru na stlačený vzduch. Ideální je však možnost připojení na trojfázové napětí (400V) a centrální rozvod vzduchu. Hospodaření s ostatními médii však musí být integrováno ve stroji nebo vedle něj, bude-li jich třeba (řezná kapalina, odsávání, mazání, tlakový olej apod.).

- Obráběné materiály

Cílová kategorie zákazníků je specifická potřebou obrábění velmi rozdílných materiálů. Stroj by měl být uzpůsoben pro obrábění drobných a prášících materiálů, jako je dřevo, umělé dřevo, kompozity, litina, sádra apod. Také by měl umožňovat chlazení a mazání řezného procesu řeznou kapalinou pro obrábění ocelí a neželezných kovů.

- Krytování stroje

Stroj by mělo být možné hermeticky uzavřít tak, aby neznečišťoval své okolí prachem, kapalinami a aerosoly a zajišťoval tak určitou hygienu pracovního prostředí. Toto se týká nejen obsluhy, ale také vlastního stroje a jeho komponent - zvýšení provozní bezpečnosti a spolehlivosti.

- Možnosti transportu

Vzhledem k předpokládané velikosti a hmotnosti stroje je nutno zajistit pohodlnou a bezpečnou manipulaci. Tento požadavek je kladen na uzly frézky, ale také na stroj jako celek. Je nutno frézku přepravit z místa výroby na místo používání u zákazníka a vhodně ustavit. Z tohoto požadavku pak plyne nutnost možnosti manipulace pomocí jeřábu (zavěšení na ocelová lana) a pomocí paletového nebo vysokozdvizného vozíku (Tvar rámu zespodu odpovídá tvaru europalety).

## 2.2 Výběr konstrukčního uspořádání stroje

### 2.2.1 Koncepce stroje

Jako nejvýhodnější byla zvolena koncepce horního gantry (nástroj koná pohyby ve 3 osách). Vykazuje nejvyšší tuhost a nejlepší dynamiku bez ohledu na velikost a

hmotnost obrobku. Umožňuje velký rozsah posuvů při nevelkých vnějších rozměrech stroje. Vzhledem k ostatním gantry variantám je jeho nevýhodou špatná přístupnost pracovního prostoru. Toto se však stává takřka irelevantním v případě požadavku zadání na uzavřený pracovní prostor stroje.

Bylo zvoleno kinematické uspořádání rámu stroje ve tvaru U, nesoucího v horní části dvě vodící plochy a dvojici pohonů pohybové osy X. Po vedení horizontální osy X se pohybuje příčník uzavírající silové toky rámu do tvaru O a nesoucí vedení a pohon druhé horizontální pohybové osy Y (kolmé na X). Po ose X se pohybují jednoduché křížové saně nesoucí smykadlo svislé pohybové osy Z. Půdorys rámu a vnitřní uzavřený O-tvar pak vymezují oblast pracovního prostoru. Frézka je od počátku dimenzována a konstrukčně řešena pro možnost pětiosého obrábění v různých kinematických variantách, přičemž prostorově nejvýhodnější se jeví přidání rotace nástroje v ose B (naklápěcí vřetenová hlava) a rotace obrobku v ose C (otočný stůl).

### 2.2.2 Cílové parametry stroje

V následující tabulce jsou uvedeny výchozí a některé cílové parametry, jež by měl konstruovaný stroj splňovat nebo předčít. Důležité jsou především parametry výkonu a nosnosti. Rozsahy posuvů jsou zvoleny přibližně dle závazně zvolené pracovní desky a není nutno je přesně dodržet. Navržené parametry vycházejí z požadavků na stroj a z velikostí a výkonů ostatních strojů v cílové kategorii (viz analýza trhu).

parametr	Hodnota	jednotka
<b>výkon motoru hlavního pohonu</b>	2,2 / 3,2	kW
<b>rozsah regulace otáček</b>	0 – 24 000	min <sup>-1</sup>
<b>zatížitelnost stolu (max.)</b>	300	kg
<b>hmotnost nástroje (max.)</b>	0,3 / 3	kg
<b>pracovní zdvih - osa X</b>	850	mm
<b>pracovní zdvih - osa Y</b>	600	mm
<b>pracovní zdvih - osa Z</b>	440	mm
<b>rozměry stolu (XxY)</b>	790x540	mm
<b>upínání nástrojů</b>	ER20 / BT30	
<b>Velikost typického nástroje Ø x vyložení</b>	6x40	mm
<b>přesnost nastavování polohy</b>	0,01	mm
<b>opakovaná přesnost nastavování polohy</b>	0,005	mm

Tabulka 4 – Cílové parametry pro navrhovaný stroj

## 2.3 Volba nakupovaných komponent

### 2.3.1 Vřeteno

Vybral jsem vodou chlazené elektrovřeteno výkonu 2,2 kW s rozsahem otáček 0 – 24000 min<sup>-1</sup> (originální výrobce neznámý, zdroj eBay). Rotor vřetene je uložen ve čtyřech ložiskách s kosoúhlým stykem, upínání nástroje je ruční do kleštiny ER20. Toto vřeteno jsem zvolil především kvůli velmi nízké ceně – cca 10 000 korun včetně

frekvenčního měniče (HY03D023B). Výkonem a parametry zcela vyhovuje, je velice kompaktní (průměr 80 mm a délka 200 mm). Za zmínku stojí také jeho použití u několika CNC frézek světových firem. Stroj je pak dimenzován na použití i jiných vřeten, např. elektrovřeten 3,2 kW s upínacím kuželem BT30 a automatickým upínáním nástroje používané firmou Knuth [8].

### 2.3.2 Pohon osy X, Y a Z, napájecí soustava

Jako pohony pro všechny osy stroje X, Y a Z jsem zvolil synchronní servomotory ACM604/60V výkonu 400 W s driverem ACS806 firmy Leadshine Technology Co. Ltd. [9]. Jejich hlavní zvláštností je nestandardní napájecí napětí servomotorů.

Servomotory jsou napájeny napětím 60 V, což vykazuje nevýhody v oblasti větších proudových ztrát než u standardně používaných 400 V servomotorů při stejném výkonu motoru. Naopak jsou ale motory i drivery levnější (řádově o polovinu a více) a vzhledem k nízkému napětí umožňují vytvořit nestandardní společnou napájecí soustavu, doplněnou akumulátorem (kapitola 2.5.9), která by pro vyšší napětí motorů nebyla rentabilní.

Servomotory osy X jsou dva, mechanicky odděleny, ale v elektronické polohové vazbě. Tím je zaručeno dobré vedení příčnicku a minimalizace jeho křížení. Jsou spojeny s kuličkovými šrouby přes synchronní řemen s převodem do pomalu. Servomotor osy Y je pomocí bezvúlové hřídelové spojky [10] spojen přímo s kuličkovým šroubem. Servomotor osy Z je s kuličkovým šroubem spojen synchronním řemenem podobně jako u osy X, avšak s převodem 1:1.

Napájení řídicí elektroniky, senzorů a driverů, je zajištěno spínanými zdroji s výstupním napětím 5 a 12 V. Celý systém, včetně řídicího počítače, je zálohován záložním zdrojem a chrání tak systém před výpadky napájení ze sítě. To výrazně zvyšuje komfort a bezpečnost používání stroje. Pro napájení pohonů a zmíněného akumulátoru slouží spínaný zdroj RPS608 výkonu 400 W firmy Leadshine, jenž umožňuje nastavení výstupního napětí na 60 V  $\pm 10\%$  a je výrobcem určen pro napájení driverů.

### 2.3.3 Kuličkové šrouby osy X, Y a Z

Z finančních důvodů jsem zvolil válcovaný kuličkový šroub i přes nevýhody, plynoucí z procesu jeho výroby. Nerovnoměrné a nepřesné stoupání jsem se rozhodl kompenzovat elektronicky. Důkladným proměřením stoupání a zavedením korekcí do řídicího systému budou tyto nedostatky odstraněny v dostatečné přesnosti. Relevantní variantou by bylo použití pastorku a hřebenu místo kuličkového šroubu. Vzhledem k nutnosti vložených převodů před pastorek k redukci otáček, přesné uložení pastorku a řešení vymezování vůle celého náhonu pro dosažení rovnocenných parametrů jsem neshledal tuto koncepci výhodnější pro tento typ stroje.

Pro osu X jsem zvolil dvojici samostatných šroubů firmy HIWIN průměru 20 se stoupáním 10 mm (bez mechanické vazby, vazba je elektronická, režimu master-slave v rámci polohové vazby servomotorů), pro osu Y a Z pak po jednom šroubu průměru 20 se stoupáním 5 mm. Šrouby jsou na obou koncích radiálně-axiálně uloženy pro zvýšení jejich tuhosti v ložiskových domcích BK 15. Namáhání šroubů a ložisek v uložení konců dodatečnými silovými účinky při tepelné dilataci šroubu jsou řešeny v kapitole výpočtů (kapitola 2.4.12).



Vymezení vůle je provedeno předepnutím dvou kuličkových matic proti sobě. Toto řešení, které se běžně provádí pevnou broušenou vložkou mezi maticemi, však naráží na úskalí zmíněné nepřesnosti stoupání šroubu. Jelikož stoupání válcovaného šroubu je v toleranci IT7, nedoporučuje se pevné předepnutí matic, popřípadě předepnutí matice výběrem kuliček, pro šrouby delší než 500 mm. Pro delší šrouby je již nerovnoměrnost velikosti předpětí a také odporu chodu matice výrazná a doporučuje se použití matice nepředepnuté nebo individuální řešení předepnutí. Toto řešení jsem navrhnul a je uvedeno ve vlastní konstrukční části práce (kapitola 2.5.6).

#### 2.3.4 Lineární vedení

Kluzná vedení pro malý CNC stroj jsou ekonomicky i technicky nevýhodná. Valivá vedení s omezeným zdvihem jsou cenově výhodnější, avšak rozměrově (délka vedení/zdvih) jsou nevhodná s ohledem na minimalizaci zástavbového prostoru. Alternativou je vedení s valivými bloky kruhového průřezu, ty se vyznačují většími rozměry a nižší tuhostí, lze je však vyrobit ve variantě s nastavitelným předpětím a jsou výrazně levnější.

Zvolil jsem nejmodernější a pro konstruktéra nejjednodušší typ vedení – ocelovou kalenou lištu a valivé bloky se čtyřmi drahami. Toto řešení je cenově nejvýhodnější vzhledem ke svým technickým parametrům.





Pro stroj této velikosti bohatě postačuje verze s kuličkami jako valivými elementy. Tato varianta je levnější než válečkové provedení, ale má nižší únosnost, což vzhledem k velikosti únosnosti nevádí. Bloky jsou spolehlivé, přesné, tuhé a po doplnění o stěrač nečistot a olejový zásobník v podstatě bezúdržbové. Zvolil jsem vedení firmy HIWIN HGR20R a příslušné vozíky. Volba velikosti je ověřena v kapitole výpočtů (kapitola 2.4.9).

#### 2.3.5 Odměřování polohy

Je realizováno nepřímo pomocí inkrementálního enkodéru v použitém servu. Dosažitelná přesnost polohování je zmíněna v kapitole výpočtů, reálná velikost programového kroku pak může být až 4x menší, jelikož driver servomotoru umožňuje detekci hran jednotlivých pulzů. Tato přesnost je zcela dostatečná i pro použití elektronických korekcí stoupání šroubu. Nevýhodou odměřování je necitlivost k netuhostem mezi enkodérem a vlastní pohyblivou částí. Z výpočtu však vyplývá (kapitola 2.4.12 a 2.4.14), že pro zatížení při dokončovacích operacích (řezná síla kolem 50 N a silové účinky setrvačných hmot) jsou odchylky polohy pod zadaným parametrem přesnosti, a tedy vyhovují.

#### 2.3.6 Řídicí systém

Z pohledu plné funkčnosti a osobní zkušenosti jsem zvolil systém Mach3. Jeho funkce a možnosti jsou pro danou aplikaci zcela dostatečné a svojí cenou je jednoznačně nejvýhodnější. Druhou alternativou by mohlo být zmíněné EMC2, které je jako program sofistikovanější. Hardware a řídicí elektronika jsou však stejné a v tomto ohledu nenabízí nic navíc. Nutno podotknout, že Mach3 dokáže naplno využít zvolených pohonů, vřetene a ostatních prvků stroje a nebude tak brzdou celého systému. Využitím vyspělých systémů v kombinaci s nákladnější elektronikou a sofistikovanými metodami řízení, lze dosáhnout vyšší přesnosti, řízení teplotních kompenzací, adaptivní metody řízení a podobně. Většinu z těchto funkcí však ani není možné (nebo potřebné) na takto zaměřeném stroji zužítkovat.

 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 34
 	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Ovládací panel řídicího systému se nachází na otočně konzoli v pravé části stroje, vlastní počítač a řídicí elektronika jsou pak umístěny ve spodní stavbě rámu, kde je umožněno aktivní chlazení a ochrana před vnějšími vlivy.

## 2.4 Konstrukční výpočty

Komplexní výpočty jednotlivých uzlů a prvků obráběcího stroje jsou iteračním procesem s mnoha vzorci a vztahy, volenými a zadávanými parametry, a nelze je jednoznačně hierarchicky uspořádat do vhodné posloupnosti. Radu parametrů je třeba volit a následně upravovat v závislosti na průběhu dalších výpočtů. I proto byly veškeré výpočty (mimo MKP simulace) provedeny v programu MathCad 14 (Příloha 1).

Až na výjimky byly ve všech výpočtech uvažovány nejzávažnější možné případy, které teoreticky mohou nastat. Tím je docíleno dostatečného předimenzování pro běžný provoz. U výpočtů, ovlivňujících přímo provozní parametry (řezná síla) a bezpečnost (lanový převod, brzda), byl zaveden koeficient bezpečnosti či technologie. Pro lepší orientaci se poslední číslice číslování následujících kapitol shoduje s číslováním kapitol výpočtů uvedených ve výše zmíněné příloze (Příloha 1).

V jednotlivých kapitolách popisují vlastní průběh výpočtu a detailně rozebírám co, jak a z jakého důvodu jsem počítal. Vlastní vztahy, hodnoty a provedení výpočtů jsou vzhledem k objemu a lepší přehlednosti uvedeny souhrnně pouze ve zmíněné příloze, a to včetně popisu veličin a vztahů.

### 2.4.1 Výpočet řezných sil

Řezné síly je nutno znát jako jedny z prvních ve výpočtu. Od jejich velikosti se totiž odvíjí dimenzování a kontrola všech prvků a součástí stroje, ať už jde o tuhost (posuvy pod zatížením), výkon, životnost a další.

Vycházel jsem ze zvolení typického nástroje – stopková 4břitá válcová fréza průměru 6 mm a délky 40 mm se zuby ve šroubovici (monolitický SK). Dále jsem vybral nejčastější obráběné materiály s nejvyšším řezným odporem, tedy konstrukční ocel a slitinu hliníku. Pro doporučenou (nebo zadanou) hloubku třísky, šířku záběru, posuvovou rychlost a otáčky je pak možno vypočítat síly působící na nástroj, potřebný výkon, krouticí moment motoru, důležitý pro návrh stroje. Dále je možno vykreslit průběhy řezné síly, směru působení řezné síly a další parametry v rámci jedné otáčky nástroje. Tento detailní výpočet posloužil k lepšímu pochopení problematiky zatěžování stroje při hrubování a dokončování silovými účinky v závislosti na čase. Dále umožnil přesněji určit velikost sil pro dokončování a směr jejich působení. Vztahy používané pro výpočet jsou upraveny na míru pro počítání programem MathCad a jsou často komplikovanější, než je uváděno v literatuře. Důvodem je co největší univerzálnost použití výpočtu pro široké spektrum zadávaných parametrů.

Pro zvolené parametry včetně (včetně možností konfigurace) je maximální teoretická dosažitelná radiální síla na nástroj 1200 N, přičemž běžná pracovní síla se bude pohybovat mezi 50 N a 400 N. Důležité jsou výsledky především pro použití v dalších výpočtech a pro rozhodování při vlastní konstrukci. Do výpočtu řezných sil je možno dosadit libovolné vstupní parametry. V příloze je uveden výpočet pro dokončovací obrábění duralové slitiny zvoleným typickým nástrojem.

#### 2.4.2 Kontrolní výpočet vřetene

Úvod výpočtu je věnován vyčíslení výkonu a krouticího momentu na motoru vřetene. Je určen maximální, střední a ekvivalentní výkon a moment motoru. Maximální hodnoty odpovídají nejvyšším možným okamžitým hodnotám momentu a výkonu. Střední hodnota vychází z numerické integrace krouticího momentu v průběhu jedné otáčky a je tak reálným výkonem motoru v daném období (jedna otáčka). Ekvivalentní hodnoty momentu a výkonu z pohledu oteplení slouží k návrhu jmenovitého výkonu motoru. Zátěžný cyklus byl zvolen dle předpokládaného využití výkonu vřetene v průběhu jedné minuty, je teoretický a nezakládá se na měření nebo zkušenostech z praxe.

Výpočet průhybu byl původně určen pro dimenzování vlastního vřetene (2 kW,  $10\,000\text{ min}^{-1}$ ). Slouží však také pro kontrolu, zda nejsou deformace zvoleného vřetene příliš velké a není-li tak znehodnocena přesnost celého stroje. Výpočet byl proveden pro maximální zvolenou řeznou sílu a výsledný průhyb na konci vřetene dosahuje 0,028 mm. Při zatížení silou 50N při dokončování je průhyb na úrovni jedné tisícin mm a volba vřetene je tedy v pořádku.

#### 2.4.3 Kontrola omezení servopohonu driverem

Z výpočtu vyplývá, že zvolený servomotor je mírně omezen svým driverem. To je důsledek nešťastné volby výrobce, který pro danou řadu servomotorů nenabízí výkonnější driver. Výhoda tohoto řešení však spočívá v menším zahřívání motoru a tak menšímu riziku tepelných dilatací stroje, samotný driver je pak vybaven bezpečnostními obvody, elektronickou kontrolou a diagnostikou provozu. V dalších výpočtech budu uvažovat zvolený servomotor o výkonech, umožněných driverem.


Z parametrů driveru i vlastního servomotoru je patrná možnost využití stavů přetížení pohonu nad jmenovitý výkon. Tato charakteristická vlastnost synchronních střídavých motorů je jejich velkou výhodou a při návrhu ji využívám. Nutno podotknout, že motor není možné přetěžovat trvale kvůli nadměrnému zahřívání. Driver je také omezen z důvodu dodržení teploty a životnosti řídicí elektroniky. Toto omezení výrobce vyjadřuje součinem maximálního proudu a času (velikostí náboje), kdy je možno využít průtok proudu 18 A po dobu 3 sekund (nebo např. 9 A po dobu 6 sekund). Tento součin je pak nutno dodržet vždy, pokud driverem teče proud vyšší než jmenovitý. Nedodržení vyhodnotí driver stejně, jako překročení maximálního proudu (24 A) a zastaví svoji činnost (zkratuje vinutí motoru a signalizuje chybu do řídicího systému).

#### 2.4.4 Převod mezi servomotorem a šroubem osy X

Výpočet slouží k určení vhodného převodového poměru mezi otáčkami servomotoru a kuličkového šroubu. Hlavním důvodem převodu je snížení otáček kuličkového šroubu tak, aby vyhovoval kritickým otáčkám a nedocházelo k rozkmitání šroubu. Výhodným důsledkem je pak dosažení lepších dynamických poměrů pohyblivých hmot a zvýšení rychlosti pohybu osy X.

#### 2.4.5 Určení kinematických veličin stroje

Jsou zde uvedeny přepočty otáček servomotorů na rychlosti pohybu částí stroje při třech režimech – předpokládané střední otáčky (zvolená hodnota sloužící k určení

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 36
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

životnosti komponent), jmenovité otáčky (odpovídá maximální hodnotě pracovního posuvu) a maximální otáčky (maximální velikost pohybu os stroje – rychloposuv).

#### 2.4.6 Výpočet požadavků na dynamiku stroje

Pro určení požadavků na pohonnou soustavu jsem se rozhodl využít dvou základních pohybů stroje – lineární zrychlení při rozjezdu stroje a rovnoměrný pohyb při kruhové interpolaci.

Použití typického nástroje průměru 6 mm pro obrobení otvoru průměru 9 mm (náhrada za frézování závitů M10) pro obrábění duralu posuvem 4 m/min je klasickým praktickým příkladem. Stroj je nucen udržovat konstantní rychlost pohybu a překonávat tak dostředivé zrychlení pohybu po kružnici. Toto zrychlení má konstantní velikost, při průmětu do souřadných os stroje pak vykazuje průběh funkce sinus.

Při konstantním zrychlení přímočarého pohybu (které odpovídá práci driveru servomotoru) je nutno zvolit dráhu, na které stroj z klidu dosáhne rychlosti pracovního posuvu. Tato hodnota je důležitá pro technology, tvořící NC program pro stroj. Hodnota byla nastavena na 2 mm pro obrábění duralu posuvem 4 m/min.


Z obou výpočtů bylo vybráno nejvyšší potřebné zrychlení, dle něj pak byly navrženy servomotory a pohonná soustava. Hodnoty zrychlení a převodu kuličkového šroubu osy X poté byly průběžně laděny spolu s výpočtem pohonné soustavy, aby bylo dosaženo maximálního využití servomotorů a byla zaručena funkce pohonů i za extrémních podmínek pracovních cyklů.

Z charakteru zrychlení – přechodový děj rozjezdu, zpomalování a sinusový průběh zrychlení při kruhové interpolaci (obecně však neharmonický), jsem vyvodil závěr, že dimenzování servopohonů je možné provést tak, aby každý tento přechodový děj byl přetížením pohonu. Mimo tyto děje zatížení pohonu rapidně klesá, ekvivalentní hodnota zatížení (např. z pohledu oteplení) je pak silně závislá na programu stroje. Lze ji tedy zásadně ovlivnit technologickým postupem a zvýšit tak efektivitu využití stroje.

Pokud však nastane mechanická závada nebo jiná porucha, dále zvyšující zatížení pohonů nad dimenzované stavy, elektronika driveru bude přetížena nad kritickou mez a vyhodnotí chybu. Toto je možno považovat za jistý druh ochrany stroje při krizových situacích, jako je selhání poziční brzdy smykadla, výpadek funkce vyvažování smykadla, kolize nástroje nebo jiné pohyblivé části s obrobkem, rámem stroje apod.

Kinematické hledisko návrhu pohonné soustavy jsem se rozhodl nepoužívat, jelikož hledisko dynamické je zpravidla přísnější a vyžaduje menší množství odhadovaných parametrů (např. obráběcí cykly, průběhy rychlostí a zrychlení apod.). Ze stejného důvodu jsem upustil od návrhu servomotorů z hlediska oteplení – je nutno znát časovou závislost průběhu momentu, která je u takto univerzálního stroje velmi různorodá a tím pádem zcela ztrácí vypovídací hodnotu.

Dimenzováním na nejhorší možný případ z hlediska oteplení bych dostal výsledky pro běžnou práci silně předimenzované. Rozhodl jsem se proto kinematiku stroje a hledisko oteplení považovat za závislé na parametrech pohonu zvoleného z hlediska dynamiky. Na uživateli stroje pak je, aby zvolené pohony využil dle jeho preferencí (nízká spotřeba nebo vysoký výkon). Při přípravě řídicích NC programů je

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 37
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

pak možno pro různé řezné podmínky a nástroje s hodnotami laborovat, aby byly zpětně maximálně využity již navržené pohony.

#### 2.4.7 Výpočet pneumatického vyvažování smykadla

Cílem výpočtu bylo navrhnout průměr pístu a odpovídající pístnice pneumatického válce pro vyvažování hmoty smykadla. Vycházel jsem z délky zdvihu smykadla a převodu použitého kladkostroje (kapitola 2.5.7). Omezen jsem pak byl maximálním tlakem vzduchu, který je možno dodat (6 bar z požadavků na stroj) a silovou účinností pístu (90%).

Vhodnou volbou objemu pneumatického akumulátoru (zásobní nádrž vzduchu) jsem pak docílil přijatelné nerovnoměrnosti tlaku v uzavřeném okruhu vyvažování - aby síla nadlehčení při maximálním tlaku okruhu (smykadlo ve spodní poloze) nebyla větší než tíha smykadla. Zamezí se tak změně smyslu zatížení pohonu osy Z v rámci délky zdvihu i při uvažování jisté hystereze pohybu pístu, způsobené jeho silovou účinností (a vlastní konstrukcí). Vyvažováním méně než 100% hmotnosti smykadla je pak docíleno částečné kompenzace pasivních sil na nástroj při obrábění bez zbytečného dodatečného zatížení pohonu. Výslednou vyvažovací sílu je možno měnit manuálně redukčním ventilem. V případě požadavku zákazníka je možno zařadit regulátor tlaku vzduchu řízený ze systému stroje.

Prvkem, přenášejícím sílu pístu vyvažování na smykadlo, je ocelové lano konfigurace pramenů 6x19. Snahou byla maximalizace bezpečnosti lana – koeficient bezpečnosti pro únosnost lana je 9. Vzhledem ke stísněnému prostoru, určenému pro kladkové převody, byl průměr kladek zvolen minimální možný dle doporučení výrobce (60 mm). Z výpočtu neomezené životnosti (dle [11]), která doporučuje třetinové zatížení lana, než je aplikováno, pak plyne nutnost pravidelných kontrol stavu lana a jeho výměna při zjištění počátku porušování.

#### 2.4.8 Výpočet poziční brzdy osy Z

Jednoduchý výpočet, kterým bylo zapotřebí zjistit počet potřebných brzdných bloků pro spolehlivé zajištění blokování polohy. Při použití dvou bloků s čelistmi, sloužícími pro brždění pohybu na mastných kolejnicích lineárního vedení, je brzdná síla rovna tíze smykadla, tedy číselně vyhovuje, prakticky nikoliv. Jelikož brzda slouží jako nouzová a jako poziční při vypnutém stroji, bylo možno použít výrobcem doporučené čelisti a využít plné síly bloků. Bezpečnost stavu zastavení (tedy nerozjetí) je 1.7 a tedy zcela vyhovující.

#### 2.4.9 Kontrola bloků lineárního vedení

V úvodu výpočtu jsou umístěny nastavovací prvky, pomocí kterých jsou do výpočtu vkládány hodnoty zatížení dle pozice jezdců. Je tedy možno nasimulovat různé varianty zatížení stroje řeznými silami (včetně směru působení síly), dynamikou (procentuální nastavení velikosti maximálního zrychlení os) a určit pozici nástroje v prostoru (v ose Y a Z, pozice v X nemá vliv na zatížení valivých bloků).

Výpočet v příloze je proveden pro zatížení při dokončovacím obrábění s maximálními zrychleními všech pohybových os. Hierarchie výpočtu postupuje dle silového toku od nástroje až po rám stroje. Výpočet lze rozdělit do následujících kroků:



– Přepočet zatížení do středového bodu bloků osy Z

V úvodu jsou uvedeny souřadnice bodů, v nichž působí síly, a velikosti samotných sil. Jedná se o silové a momentové zatížení od řezu, tíhy, setrvačné síly v příslušných bodech, dále středový bod bloků (geometrický střed obrazce vozíků) a středový bod kuličkové matice. Soustavou 6ti rovnic jsou všechny síly přepočítány do středového bodu vozíků a síla směřující v jeho ose šroubu (jenž vedení nezachytí) je uvažována ve středovém bodě kuličkové matice. Pro lepší názornost se zmíněné body vyskytují také v 3D modelu frézky.

– Výpočet zatížení jednotlivých bloků osy Z

Silové a momentové účinky ze středového bodu jsou přepočítány silovou ekvivalencí na zatížení jednotlivých bloků tak, aby na jednotlivé bloky působilo pouze silové zatížení, nikoliv momentové. Je využito principu symetrie pro rozdělení silových účinků. Jedná se o vztahy, neuvažující tuhost žádné ze součástí, jsem však přesvědčen, že jsou pro danou aplikaci dostatečně přesné. Výsledkem celého výpočtu jsou pak čtyři hodnoty velikostí výsledných zatěžujících sil, sloužící pro výpočet životnosti a tuhosti valivých bloků.

– Přepočet zatížení do středového bodu bloků osy Y

Postup výpočtu je shodný s výpočtem osy Z. Odlišností je zatížení převzaté ze středového bodu vozíků osy Z, nikoliv z nástroje. Výpočet se tím značně zprehlední, zjednoduší a umožní dodatečné úpravy předchozích členů bez úprav následujících členů výpočtu (jiná vřetenová hlava nebo rozměry smykadla). Výsledkem je ekvivalentní zatížení v středovém bodě vozíků osy Y a síla působící na kuličkovou matici.

– Výpočet zatížení jednotlivých bloků osy Y

Výpočet je proveden totožným způsobem jako u vozíků osy Z, výsledkem je tedy čtveřice hodnot, určujících výsledné zatížení jednotlivých valivých bloků.

– Přepočet zatížení do středového bodu bloků osy X

Princip výpočtu je shodný s výpočtem os Z a Y. Rozdílem je použití dvou kuličkových matic, každé na jedné straně příčnicku. Silové účinky jsou tak přepočítávány do středového bodu vozíků X (4 neznámé) a do dvou středových bodů matic.

– Výpočet zatížení jednotlivých bloků osy X

Vzhledem k použití dvou pohybových šroubů a matic je eliminováno křížení příčnicku (natáčení kolem osy Z) a tím jsou také silově odlehčeny vozíky osy X. Výsledkem výpočtu jsou opět celkové síly, působící na jednotlivé valivé bloky.

– Výpočet tuhosti jednotlivých valivých bloků

Tuhost je zásadním parametrem obráběcího stroje, proto je nutno zkontrolovat tuhost všech (ideálně) podstatných komponent. Tabulková tuhost zvolených valivých bloků (z katalogu firmy HIWIN) je použita pro výpočet deformací jednotlivých vozíků všech pohybových os. Vzhledem k velikosti deformací je možno konstatovat, že zvolené bloky vyhovují. V případě požadavku na vyšší tuhost je pak možno použít delší valivé bloky s vyšší únosností a tuhostí.

– Výpočet životnosti jednotlivých bloků

Životnost byla počítána na základě výše zjištěného zatížení jednotlivých valivých bloků pro předpokládanou střední posuvovou rychlost. Z hodnot je zřejmé, že životnost vozíků je silně předimenzována, volba menšího vedení však není vhodná kvůli snížení tuhosti vedení a valivých bloků. Dalším důvodem je doporučení výrobce používat pro obráběcí stroje řady valivého vedení 20 a vyšší.

#### 2.4.10 Dimenzování pohonů os X, Y a Z

Zvolený servomotor i přes proudová omezení driveru zcela vyhovuje navrženým silám i dynamice pohybu stroje. Silnější motor (750 W) by byl zbytečně nevyužit vzhledem k použitým šroubům i parametrům stroje, slabší motor (200 W) by byl neustále přetěžován nebo by bylo nutné snížit parametry stroje. Výpočty pohonů os X, Y a Z probíhaly podle stejného schématu:

- Určení velikosti programového kroku a zhodnocení, zda je krok dostatečně malý

Tomuto požadavku všechny pohony os vyhověly, velikost programového kroku je pak reálně ještě 4x menší (driver detekuje hrany pulzů, nikoliv celé pulzy)

- Maximální posuvová síla pro daný pohon

Je pro osy Y a Z přímo maximální řeznou silou. Pro osu X pak díky zdvojenému náhonu platí, že maximální síla na jednom z pohonů je rovna maximální řezné síle násobené koeficientem. Tento je poměrem vzdáleností ramen „páky“, tvořené příčnickem. Dělicím bodem je krajní pozice křížových saní na příčnicku.

- Výpočet mechanické účinnosti prvků naháněné soustavy

Účinnost se skládá ze složek mechanických účinností jednotlivých komponent, a to ložisek uložení kuličkového šroubu (0,97), matice kuličkového šroubu (0,88), valivého vedení (0,98) a pro osu X a Z pak účinnosti řemenového převodu (0,98).

- Výpočet potřebného statického momentu na servomotoru pomocí maximální axiální síly na šroub pro danou pohybovou osu
- Výpočet momentu setrvačnosti zátěže, redukované na hřídel servomotoru
- Výpočet dynamické (setrvačné) síly v dané ose
- Výpočet dynamického momentu na servomotoru
- Určení celkového momentu na servomotoru

Je nutné, aby byl celkový moment nižší než maximální možný moment dostupný na servomotoru po omezení driverem.

- Výpočet celkové axiální síly působící na šroub

Tato hodnota je důležitá pro návrh životnosti kuličkového šroubu. Její statická a dynamická složka pak dávají představu o možných velikostech síly předpětí mezi

maticemi kuličkového šroubu. V případě maximálního silového zatížení stroje je nutné, aby velikost předepnutí matic byla pro každou osu větší, než příslušná maximální axiální síla na šroub.

Z výpočtů lze vyvodit, že volbou většího průměru šroubu a silnějšího motoru pohon nedosáhne lepších parametrů dynamiky (parametry statické jsou předimenzovány již se současným pohonem). Jednou z mála možností, jak zvýšit užitnou hodnotu pohonu, především dynamiku, je použití náhonu šroubu dvěma shodnými motory, každý z jedné strany šroubu. Zvýšila by se tak zásadně torzní tuhost šroubu, dynamika pohybu a dostupný výkon s minimálním nárůstem spotřeby energie. Tuto možnost ponechávám jako opci pro zákazníka a stroj je na tuto variantu plně připraven.

#### 2.4.11 Návrh řemenových převodů

Převody synchronním řemenem jsou použity pro přenos krouticího momentu mezi servomotory os X a Z a příslušným kuličkovým šroubem. Návrh samotného řemenu byl proveden pomocí programu firmy Gates, který je dostupný na jejích webových stránkách [12]. Zadanými parametry byl maximální výkon servomotoru, zubová rozteč řemenu (zvoleno 5 mm jako nejvhodnější velikost), provozní součinitel, který zohledňuje provozní podmínky převodu a počty zubů (průměry) řemenic. Výstupem z programu je pak objednávkový list (Příloha 2 a 3) s kompletními parametry převodu, včetně číselných kódů řemene a řemenic.

#### 2.4.12 Kontrola kuličkových šroubů

Schéma výpočtu je pro šrouby všech pohybových os stejné a vztahy a hodnoty koeficientů jsou převzaty z katalogu firmy HIWIN [13]. Jedinou výjimkou je vztah kritické vzpěrné síly, pro jejíž výpočet jsem použil vztah, uváděný firmou KS Kuřim [14]. Důvodem je nedůvěryhodně vysoká hodnota vypočtené kritické síly dle vztahu uváděného katalogem HIWIN. Byly kontrolovány kritické otáčky, kritická vzpěrná síla šroubu, otáčkový faktor a životnost. Použity byly šrouby průměru 20 mm na všech osách a se stejným, radiálně axiálním, uložením konců. Vzhledem k odlišným kinematickým a dynamickým podmínkám provozu šroubů jednotlivých os jsem provedl kontrolu šroubů všech pohonů, abych laděním parametrů docílil jejich maximálního využití.

Výpočtové hodnoty a parametry šroubů byly uvedeny mezi prvními kapitolami výpočtů, aby bylo možno používat parametry již v předchozích výpočtech.

V další části návrhu šroubů jsem vypočítal, souhrnně pro všechny šrouby, velikost natažení šroubu při plném zatížení axiální silou v případě jednostranného a oboustranného axiálního uložení šroubu. Dále vliv na polohovou chybu matice na šroubu při zkroucení šroubu maximálním krouticím momentem. Při použití oboustranného axiálního uložení šroubu bylo nutné zjistit vliv oteplení šroubu (jeho části) na jeho délku, respektive napjatost a dodatečný silový účinek ve šroubu. Z těchto výsledků vyplývá výhodnost použití oboustranně axiálně uloženého šroubu a možnost provedení tohoto řešení.

#### 2.4.13 Dimenzování napájecí soustavy pohonů

Požadavek na napájecí soustavu je schopnost spolehlivě napájet všechny připojené pohony (jejich drivery) i při maximálním zatížení a pohltit energii při rekuperci, přičemž je nutno zabezpečit dostatečně stabilní napětí. Stabilním napětím je myš-



leno napětí vyšší než 60 V (jmenovité napětí servomotorů) a napětí nižší než 65 V (doporučená horní hranice napájecího napětí motorů). Předmětem dimenzování je výkon bateriového zdroje, kapacita vyrovnávacích kondenzátorů a výkon spínaného zdroje.

Z předpokládané (minimální běžné) frekvence regulačního obvodu driveru jsem vypočítal teoretický maximální pokles napětí v obvodu napájení. Volbou velikosti vyrovnávacího kondenzátoru ( $8 \times 4700 \mu\text{F}$ ) byl pokles napětí v obvodu zmírněn pod hranici 2 V. Ve stejném obvodu pak při maximální možné intenzitě brzdění (rekuperaci) naroste napětí o hodnotu nižší, než 1 V. Nastavením klidového napětí zdroje na 62 V lze dosáhnout splnění požadovaných parametrů napájecí soustavy. Vzhledem k jmenovitému napětí akumulátoru (bateriového zdroje) 63 V je nastavená hodnota napětí také ideální.

V další části byl vypočítán výkon napájecí soustavy a teoretický maximální příkon driverů. Zde je zřejmá rezerva, která umožňuje připojení dalších pohonů do napájecí soustavy bez nutnosti zásadních úprav (zdvojený pohon os X a Y, další řízená osa apod.). Byly vyčísleny teoretické velikosti příkonů pro posuvy při maximálním zatížení řeznou silou a při maximálním zrychlení pohyblivých hmot. Z těchto výsledků pak vyplývá, že výkon spínaného zdroje 400 W pro napájení soustavy je zcela dostačující.

Zajímavou hodnotou je pak záporná hodnota příkonu pohonů při dokončovacím sousledném obrábění. Ačkoliv je velikost hodnoty zanedbatelná a přímo vychází z výpočtů řezných sil, byla jistým překvapením. Z výpočtu potřebného příkonu pohonů pro maximální dynamiku a z rekuperovaného výkonu je zřetelně vidět výhoda akumulátorové napájecí soustavy. Lze také vypočítat návratnost energie, vynaložené právě na dynamiku pohybu, která se pohybuje okolo 23 %.

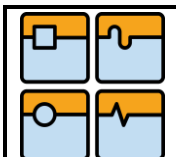
#### 2.4.14 Dimenzování konstrukce frézky pomocí MKP

O výpočtech strojních součástí metodou konečných prvků (MKP) již bylo napsáno mnoho a ještě více napsáno bude. Samotnou metodou se proto zabývat nebudu a popíši pouze její použití na dimenzování rámu, příčníku a smykadla frézky.

Veškeré 3D modely frézky byly vytvořeny v programu SolidWorks 2011, jehož součástí je i doplňkový modul SolidWorks Simulation. Tento modul je plně integrován do programu a umožňuje pružně-pevnostní analýzu 3D geometrie vytvořené v modeláři SolidWorks. O možnostech nastavení výpočtu a schopnostech vlastního softwaru není třeba hovořit, každý, kdo je zasvěcen do problematiky, si názor vytvoří sám. Pro zvolený účel software zcela vyhovuje, zmíním proto některé podstatné volby nastavení výpočtu. Součásti byly počítány odděleně na základě zatížení vozíků (vypočítaných v předešlých kapitolách) a posléze jako celek všechny dohromady. Postup výpočtu je shodný pro všechny počítané celky, uvedu tedy obecně postup a posléze výsledky výpočtů. Všechny výpočty celků byly provedeny statickou analýzou.

Jako první je třeba zvolit materiál jednotlivých součástí. Výběr probíhal ze seznamu předvolených materiálů tak, aby se zvolený materiál svými parametry shodoval se skutečným materiálem součásti (viz další kapitoly). Následuje volba spojení součástí (pokud je v simulaci více objemových těl současně), přičemž program automaticky vytvoří kontakt mezi přímo se dotýkajícími plochami.

Volba okrajových podmínek zásadně ovlivňuje výsledky výpočtu. Proto je třeba volit způsob ukotvení, omezení pohybu a zatížení těles adekvátní k žádanému vý-

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 42
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

sledku, ideální je co nejvíce se přiblížit skutečnosti. Pokud není možné vložit zatížení a omezení součástí dle skutečnosti, je toto nutno zohlednit při vyhodnocení výsledků.

Nastavení parametrů konečně-prvkové sítě významným způsobem ovlivňuje kvalitu a přesnost výsledků. Má také zásadní vliv na hardwarovou a časovou náročnost výpočtu. Byla vytvořena automaticky generovaná síť tvořená 4stěny s 16ti Jakobiho body o minimálním počtu prvků, který umožnil bezproblémové automatické vysíťování. V některých případech, kdy se objevovali lokální napěťové špičky na součástech, byla použita adaptivní h-metoda. Zvolený řešič byl vzhledem k velkému množství prvků iterační.

Hlavním důvodem použití MKP simulace pro návrh frézky je v této práci odhalení slabých míst konstrukce, tedy míst s vysokým napětím a míst, které výrazně ovlivňují výslednou tuhost komponent a celé soustavy. Dalším důvodem pak bylo zjištění vlivu jednotlivých složek zatížení (řezná síla, tíha, setrvačné síly) na konstrukci stroje. Výsledné hodnoty průhybů a napětí nelze brát jako stoprocentní a beru je jako orientační (důležité, avšak ne rozhodující). Bylo vyzkoušeno, že zjemněním sítě se přesnost zvyšuje, avšak rapidně narůstá výpočtový čas a nároky na hardware. Velmi se na nepřesnosti výsledků podílí zjednodušení výpočtového modelu – valivé bloky a vedení nahrazeny kvádrem obdobných rozměrů. Byla eliminována netuhost nástroje a vřetene (nastavena nekonečná tuhost), kuličkové šrouby zcela vyloučeny z výpočtu, svary plechů a profilové konstrukce nahrazeny průnikem těl apod. Nepřesnosti jsou zavedeny také v okrajových podmínkách - ukotvení stroje na základ bylo nutno provést vetknutím jedné ustavovací patky, další již byly pouze opřeny.

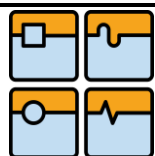
Všechny tyto úpravy byly provedeny za účelem zajištění stability výpočtu, zjednodušení modelu pro výpočet, a tím zmenšení počtu nutných prvků sítě. Dále v textu uvedu několik názorných obrázků z průběhu dimenzování. Vzhledem k množství dat jsou veškeré výpočty a podklady přiloženy v elektronické podobě na CD.

#### – Dimenzování smykadla

Dimenzování bylo prováděno společně s křížovými saněmi. Důvodem je přesnější zadání okrajových podmínek na saních, nežli na smykadle. Druhým důvodem je předpoklad malého vlivu tuhosti saní na tuhost celé soustavy. Smykadlo bylo zatěžováno na konci typického nástroje, upnutého v modelu vřetene silou 50 nebo 1200 N ze směru osy X a Y. Dále byl aplikován vliv gravitace (směr osy Z) a zvlášť pak byl proveden výpočet vlivu zrychlení v ose X a Y (zadáno pomocí působení gravitace o velikosti zrychlení 0,4 G ve směru osy X nebo Y). Smykadlo bylo zatěžováno v pozici maximálního výsuvu (nástroj nejnižší), aby se projevíly co nejvíce všechny slabiny konstrukce a zjistily maximální možné odchylky a deformace.

Aby byl snížen vliv zjednodušení vřetene a nástroje, bylo pro simulace vřeteno považováno za ideálně tuhé těleso. Cílem zkoumání je konstrukce smykadla, nikoliv chování nástroje a kupovaného vřetene. Detailní prokreslení nástroje a vřetene by navíc bylo velmi neefektivní z pohledu výpočtového času.

Výpočtem byl potvrzen výrazný vliv velikosti průřezu smykadla (myšleno vzdálenost krajních vláken řezu) a neblahý vliv vybraného zakončení smykadla volnou plochou, sloužící k přišroubování vřeteníku. Provedením společných konstrukčních úprav smykadla a vřetenové hlavy pak byl tento neduh eliminován.



### – Dimenzování příčnicku

Snahou bylo vytvořit konstrukci příčnicku, vykazující maximální tuhost (především torzní) při minimální hmotnosti. Vzhledem k nutnosti docílit jistých parametrů přesnosti, bylo nutné oproti prvotnímu návrhu tuhost příčnicku výrazně zvýšit. Hmotnost příčnicku tak byla zdvojnásobena, tuhost však vzrostla podstatně více.

Dosažení vyšší torzní tuhosti příčnicku byl poměrně oříšek. Vyzkoušel jsem mnoho odlišných konstrukcí průřezu, laboroval jsem s tloušťkami stěn jednotlivých prvků a porovnával jsem výsledky. Nejlepšího poměru tuhosti a hmotnosti pak dosáhla konstrukce popsaná v kapitole 2.5.2.

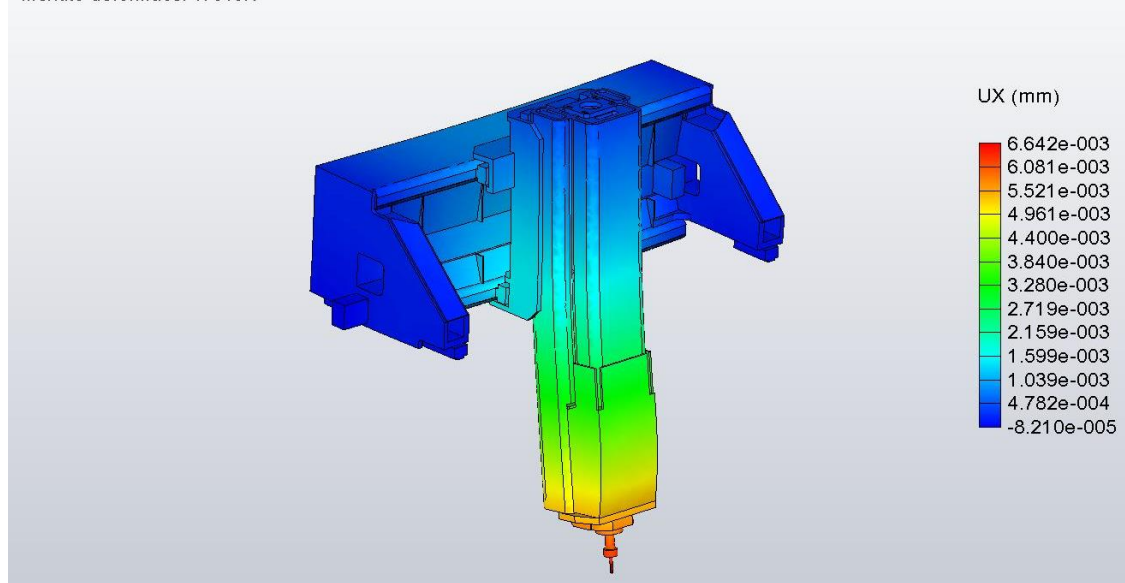
Jistým překvapením byl výrazný vliv velikosti zrychlení pohybu v ose X na deformace smykadla a příčnicku. Velikost posuvu konce nástroje, způsobená zrychlením  $4 \text{ m/s}^2$ , byla větší, než deformace způsobená dokončovací silou 50 N stejného směru. Důležitým zjištěním je tedy výrazné ovlivnění reálné přesnosti stroje velikostí zrychlení pohybů v jednotlivých osách (Obr. 7).

Název modelu: pricnik frezky novy

Název studie: Studie 1

Typ obrázku: Statické posunutí Posunutí2 (-Posunutí X-)

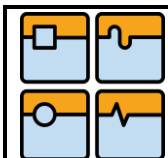
Měřítko deformace: 17616.1



Obr. 7 – Posunutí smykadla a příčnicku při zrychlení v ose X

### – Dimenzování rámu

Prvotní návrh rámu (Obr. 8) byl zatížen na modelech vozíků lineárního vedení silami z kapitoly výpočtů. Velikost průhybů (tuhost) rámu byla výrazně nižší, než bylo přípustné, přikročil jsem proto k postupnému doplňování 3D modelu rámu o další prvky (plechy bočnic, zvětšování průřezu nosníků apod.). Z poznatků, získaných touto simulací, vznikla zcela nová konstrukce svařovaného rámu, která byla podstatně masivnější, těžší, ale také řádově tužší (Obr. 11). Výpočtem bylo například ověřeno, že navržená horizontální pevná příčka, uzavírající rám tvaru U do tvaru O (Obr. 10), má minimální vliv na tuhost rámu, jelikož je silový tok uzavírán současně přes výrazně tužší příčnick. Další simulace a ladění tuhosti rámu probíhaly v celkové sestavě frézky, aby bylo možno komplexně vyhodnotit podíl tuhosti jednotlivých komponent pod vlivem tíhy a řezné síly.

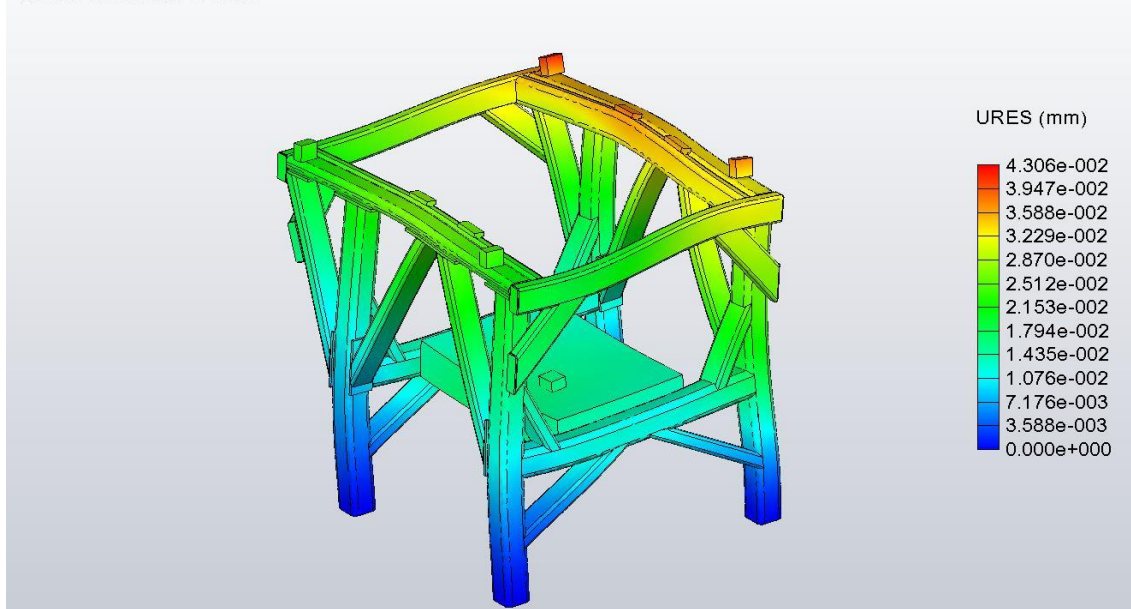


Název modelu: Ram frezky

Název studie: Studie 1

Typ obrázku: Statické posunutí Posunutí1 (-Výsledné posunutí-)

Měřítko deformace: 3755.59



Obr. 8 – Prvotní konstrukce rámu zatížená maximálními silami z výpočtu vedení

## – Dimenzování celku

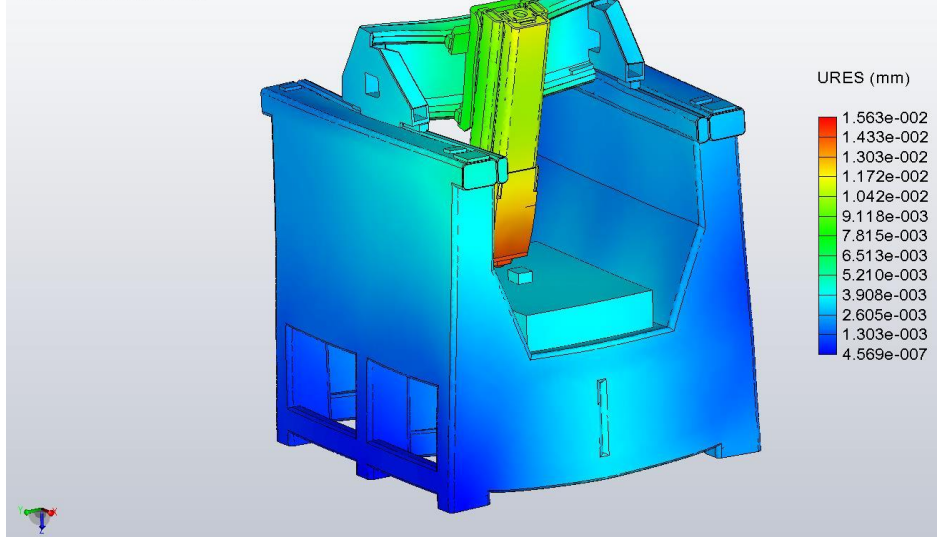
Tuhost rámu již byla výrazně zvýšena, po spojení zkoumaných celků do jedné sestavy byla provedena simulace zatížení vlastní tíhou (Obr. 9) a od dokončovací řezné síly 50 N. Statická tuhost (deformace způsobená vlastní vahou) je poměrně výrazná, kvůli výraznému zvýšení hmotnosti všech komponent v průběhu optimalizace. Důležitým prvkem je tuhý těžký pracovní stůl, který si i přes mírné statické deformace rámu zachovává svůj geometrický tvar. Vzhledem k velikosti posuvů a jejich rozložení, považují výslednou konstrukci za dobře optimalizovanou.

Název modelu: Sestava frezky

Název studie: Studie 1


Typ obrázku: Statické posunutí Posunutí1 (-Výsledné posunutí-)

Měřítko deformace: 14159



Obr. 9 – Celkové deformace frézky při zatížení tíhou



	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 45
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Posuvy způsobené řeznou silou a zrychleními ve směru osy X a Y jsou dostatečně malé, aby bylo možné deklarovat výslednou přesnost polohy nástroje dle zadané hodnoty 0,01 mm.

## 2.5 Vlastní konstrukce jednotlivých uzlů

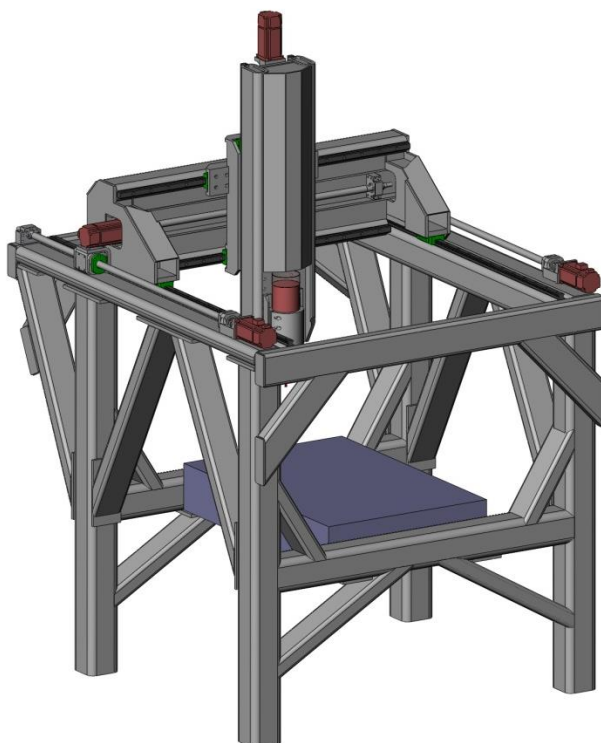
Nutno si uvědomit, že konstrukční varianta, výpočty, vlastní konstrukce a výběr komponent jsou vždy velmi subjektivní dle dílčích rozhodnutí a schopností konstruktéra. Na počátku je velké množství neznámých parametrů, jejichž selekcí, volbou a neustálým kontrolováním ovlivňovaných parametrů lze dosáhnout uspokojivého výsledku dle zadání.

Konstrukční proces probíhal relativně dlouhou dobu a jeho průběh bych přirovnal nejspíše k evoluci. V první fázi byl vytvořen tužkou ideový návrh stroje ve variantě horního gantry, kdy už padlo rozhodnutí o použití této koncepce na základě zmíněných výhod a nevýhod. Určením vstupních parametrů pro návrh stroje byly definovány požadavky na nakupované komponenty, jejichž výběr byl proveden na základě uvedených odůvodnění. Byl proveden prvotní návrh stroje se všemi komponentami a sestaveny veškeré výpočty. Pomocí hodnot výpočtů jsem provedl MKP simulace vlastní konstrukce frézky a na základě výsledků byly provedeny zásadní úpravy v konstrukci stroje a jeho uzlů. Následovaly vzájemné úpravy a ladění výpočtů a konstrukce do finální podoby.

Dále popíši jednotlivé konstrukční celky včetně jejich vývoje a všech souvisejících prvků. Ve 3D modelu byl kladen důraz na uzly, které jsou pro stroj podstatné nebo ojediněle řešené. Některé detaily – některé závitové otvory, přítomnost spojovacího materiálu, kabeláž apod., byly záměrně zjednodušeny nebo chybí úplně, kvůli náročnosti modelu na HW počítače. Z popisu a 3D modelu je však zřejmé, kde se příslušné elementy vyskytují (i když nejsou namodelovány). Do konstrukčního návrhu dále nejsou zahrnuty prvky senzoriky, detailní řešení některých uzlů krytování, odvodu řezné kapaliny a prostoru umístění elektrických prvků spodní stavby, jejichž návrhem bych přesáhl časový i obsahový rozsah práce. V důsledku zmíněných zjednodušení je snížena kvalita výkresů hlavních uzlů (Příloha 4 – 8).

### 2.5.1 Svařovaný rám

Celý rám je tvořen příhradovou konstrukcí ocelových profilů obdélníkového průřezu různých rozměrů (180x100, 150x100, 100x50) a tloušťek stěn (5, 8 a 10 mm). Původně byl rám navržen jako šroubovaná konstrukce z jednotlivých nosníků (Obr. 10), vývojem a průběžnými výpočty přešla konstrukce do svařovaného rámu rozděleného na dvě poloviny v rovině symetrie (Obr. 11). Obě poloviny jsou po svaření a žíhání obrobena na dělicí rovině, sešroubovány a zakolíkované. Po spojení obou polovin jsou společně obrobena plochy pro lineární vedení a uložení pohonů a kuličkových šroubů.

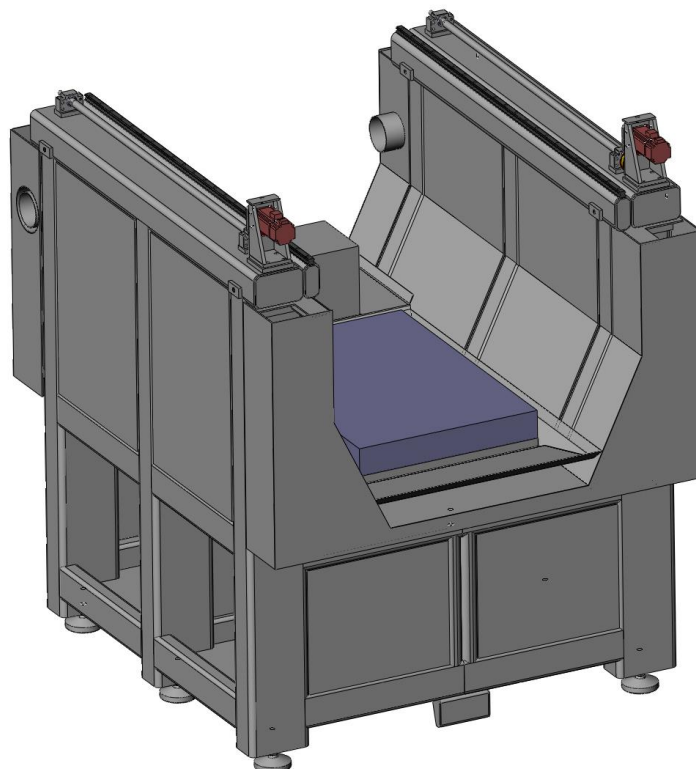
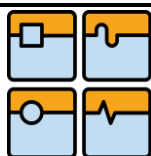


Obr. 10 - Izometrický pohled na šroubovanou konstrukci rámu

Na základě výpočtu MKP byl ověřen významný vliv plechů pláště nosníkové konstrukce na tuhost rámu. Původně krycí plechy se tak staly plechy nosnými tloušťky 5 mm, pevně přivařenými k nosníkové konstrukci, přičemž funkce krycí a estetická jim byla ponechána. Zvláštní důraz byl kladen na plochy, sloužící k uložení pracovní desky a zásobníku nástrojů. Rohy spojení nosníků jsou vyztuženy výpalky z 15 mm plechu a vyčnívají 5 mm nad úroveň okolní konstrukce. Po obrobení části tohoto přídatku vzniknou přesné tuhé ustavovací body pracovní desky. Ve spodní části rámu je vytvořen prostor pro umístění elektroniky a pomocných systémů stroje.

#### – Deska pracovního stolu

Je tvořen cca 250 kg těžkou litinovou deskou, odpovídající jedné z technologických desek, dříve hojně používanou ve strojírenství. Tvoří tak mohutný, přesný, tuhý a těžký základ pro upínání obrobků, který zvyšuje jeho dynamickou stabilitu a tuhost. Deska je navržena jako samostatný celek, nezávislý na rámu stroje, je možné ji tedy vyměnit za jinou, lépe vyhovující požadavkům zákazníka na provoz stroje (kapitola 2.5.11).



Obr. 11 – Svařovaná konstrukce rámu

U moderních, méně výkonných strojů, je možné se často setkat s duralovou upínací deskou, která spolu s lehkým rámem stroje splňuje moderní požadavky stroje – minimální hmotnost. V tomto ohledu se však nic nesmí přehánět. Při upínání obrobků a přípravků na stůl stroje nesmí docházet k jeho deformaci, musí být vysoce tuhý a stabilní (Obr. 9).

– Vodící plochy

Přesné plochy pro přišroubování ocelových lišt lineárního vedení jsou vyfrézovány přímo do určeného profilu (100x50) tloušťky stěny 10 mm. Jelikož je lišta vedení HGR20R šroubována šrouby M5, je možné i po zafrézování vedení do nosníku (3 mm) přímo řezat závity pro přišroubování vedení. Profil nosníku (obdélník) je úzký a vysoký, vykazuje tak vysokou tuhost při relativně nižší hmotnosti a konstrukce lože se zjednoduší.

– Uložení kuličkových šroubů a pohonů

Již bylo zmíněno, že kuličkové šrouby jsou uloženy radiálně-axiálně na obou koncích, čímž je docíleno výrazného zvýšení jejich tuhosti. Příslušné ložiskové jednotky BK15 jsou přišroubovány na plechových patkách, které jsou přivařeny k nosnému rámu. Důvodem je nutnost obrábění menších ploch a také malá výška ložiskového domku. Matice kuličkového šroubu by se proto nemohla pohybovat po šroubu, což je samozřejmě nežádoucí. Shodným způsobem jsou vytvořeny plochy pro uložení konzol servomotorů. Konzoly slouží k umístění servomotoru do správné polohy, umožňují realizaci a napínání řemenového převodu mezi motorem a koncem kuličkového šroubu.



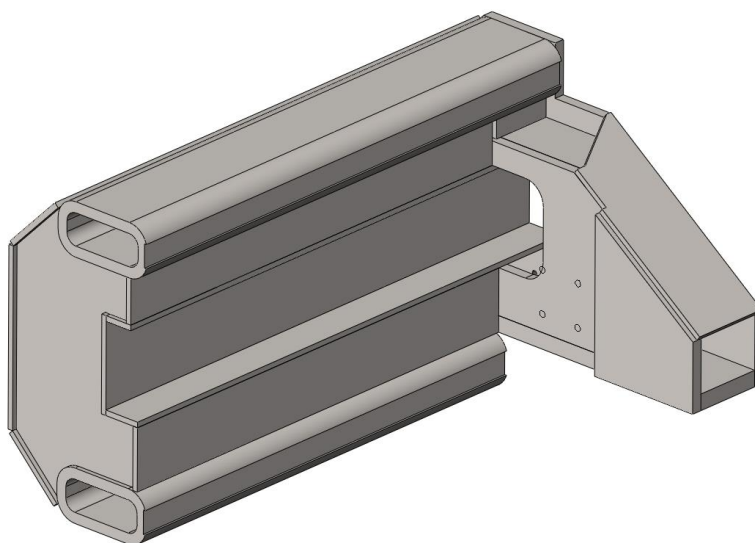
#### – Transport a ustavení rámu

Ustavení rámu se provádí pomocí šesti stavitelných šroubovacích noh, které slouží k dokonalému vyrovnaní stroje a dostatečnému rozložení hmotnosti stroje na základ (podlahu).

Transport stroje na určené místo je zajištěn čtyřmi závěsnými oky, která je možno našroubovat vně rámu nebo dovnitř pracovního prostoru do připravených otvorů. S frézou je možno pohybovat také pomocí paletového nebo vysokozdvižného vozíku, a to z přední i z boční strany. Tvar rámu zespodu odpovídá rozměrům normalizované europalety.

#### 2.5.2 Příčník

Je tvořen svařencem z ocelových profilů obdélníkového průřezu (100x50 tl. 10 mm, materiál S235JRH, obdoba 11 375) a plechů tloušťky 5, 10 a 15 mm. Původní návrh (Obr. 12) byl tvořen dvojicí nosníků, svislými bočními stěnami a žebrovanou skříňí, tvořenou zmíněnými plechy tl. 5 mm. Na základě MKP výpočtu pak byla konstrukce mnohokrát optimalizována až do výsledné podoby (Obr. 13).

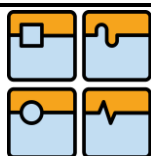


Obr. 12 – Řez příčníkem původního návrhu

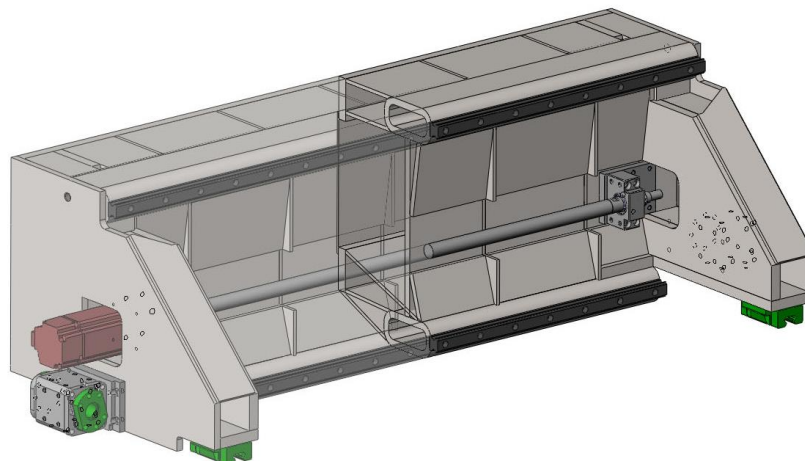
Výsledná konstrukce je tvořena dvojicí ocelových profilů a dvojicí ocelových pásů, jež jsou spojeny plechy a tvoří dohromady dva samostatné nosníky většího průřezu (jsou vyšší). Spojení takto vytvořených nosníků je pomocí svislých žeber z plechu tl. 5 mm a plechů tl. 10 mm do tvaru nosníku I, čímž je zvýšena tuhost ve svislém směru. Přidáním plechu tl. 3 mm na zadní stranu se uzavře skříň příčníku a výrazně zvětší jeho torzní tuhost. Vzhledem k hmotnosti příčníku (přes 150 kg) byly na bočních deskách vytvořeny závitové závěsné oka jeřábu.

#### – Vodící plochy

Provedení vodících ploch je shodné s provedením v rámu. Do připraveného profilu je vyfrézována drážka a přímo řezány závit M5 pro přišroubování lišt



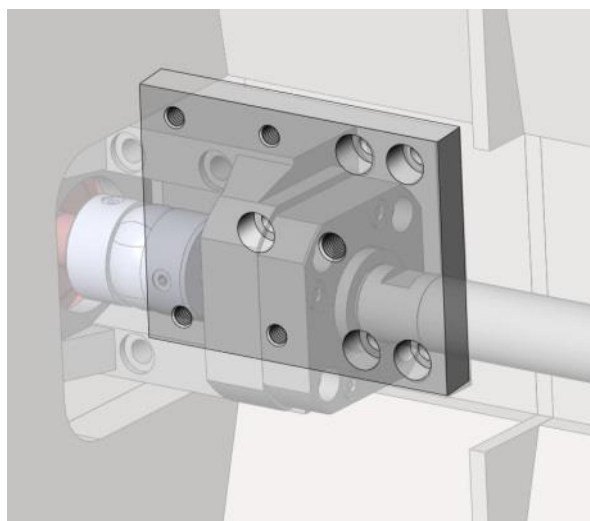
HGR20R valivého vedení firmy Hiwin. Konce nosníků vedení jsou záměrně uzpůsobeny jako volné, aby bylo možné plochy snáze obrobit a neprodražovala se výroba.



Obr. 13 – Výsledný návrh svařované konstrukce příčnicku

– Uložení kuličkového šroubu a pohonu

Je provedeno podobně jako na rámu stroje (vyvýšená plechová patka) s jednou zásadní odlišností. Vzhledem k umístění pohonu osy Y je nástrojem velmi obtížné obrobení upínací plochy držáku motoru a ložiskové jednotky BK15. Byl proto vytvořen jednoduchý plechový díl (Obr. 14), který umožňuje nastavení polohy a náklonu pomocí čtyř upínacích a jednoho odtlačovacího šroubu. Otvory v příčnicku pro tyto šrouby je možno bez potíží vyvrtat (je k nim přístup) a plechovou desku vyrovnat do požadované polohy. Před ustavováním desky je aplikováno epoxidové lepidlo do spáry mezi deskou a smykadlem, čímž vznikne, po vyrovnání, pevný lepený spoj (je možno ponechat upínací stavěcí šrouby). Na takto připevněnou a vyrovnanou desku je pak možno šroubovat držák servomotoru s ložiskovou jednotkou FK15 i ložiskové jednotky BK15 (plech je univerzální). Toto řešení umožní výraznou úsporu prostoru a přímé spojení servomotoru (přes hřídelovou spojku) a kuličkového šroubu s možností oboustranného náhonu a bez dodatečných komponent.



Obr. 14 – Stavitelná podložka pohonu Y

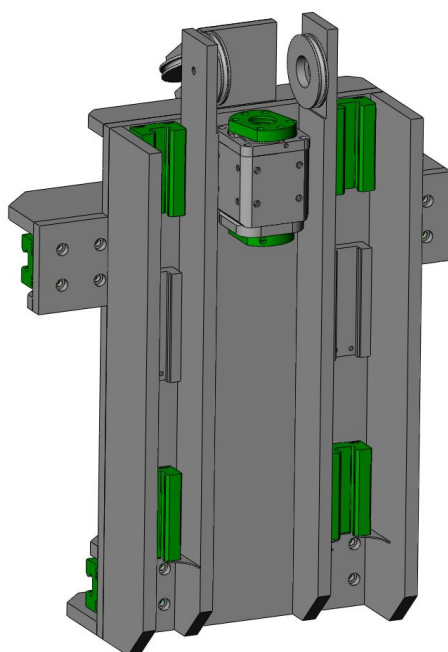
Domky kuličkových matic pohybové osy X jsou přišroubovány na distanční plechy, které slouží ke správnému umístění a vyrovnaní domku na příčnicku. Výhodou je také možnost montáže maticového domku z vnější strany příčnicku.

### 2.5.3 Křížové saně

Plní funkci přenosu sil a kinematického spojení smykadla a příčnicku (pohybové osy Y a Z). Hlavním požadavkem na konstrukci je minimalizace vzdálenosti vedení obou pohybových os, aby nedocházelo k výraznějším dodatečným silovým účinkům na konstrukci příčnicku. Tíha smykadla a řezné síly tak budou působit na rameni minimální délky od osy příčnicku (minimalizace kroucení).

Tento požadavek nejlépe plní ocelová desková konstrukce (Obr. 15), vyztužená žebry pro zvýšení tuhosti. Snahou bylo umístit vozíky lineárního vedení co nejdále od sebe, aby bylo sníženo jejich silové namáhání a eliminována polohová chyba nástroje vlivem netuhosti vozíků.

Z tohoto důvodu jsou vozíky pohybové osy Y rozmístěny do nestandardního obrazce, který maximalizuje vzdálenosti vozíků. Přínos tohoto rozmístění je také v možnosti montáže a demontáže vozíků z křížových saní bez nutnosti sundávat smykadlo. Je tím výrazně zjednodušena a zpřístupněna montáž. Domek uložení kuličkových matic osy Y je umístěn ve stejné rovině jako valivé bloky vedení, což zjednodušuje ustavování a vlastní obrábění přesných ploch svarku.



Obr. 15 – Svařovaná desková konstrukce křížových saní

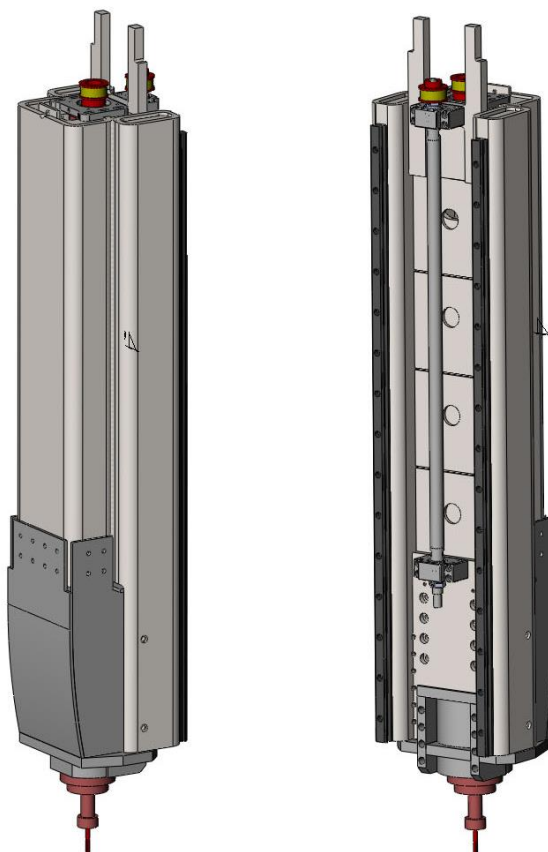
Valivé bloky vedení a domek kuličkových matic pohybové osy Z jsou stejným způsobem přišroubovány z druhé strany nosné desky křížových saní. Jejich rozmístění v obdélníkovém obrazci, posunutém nad spodní hranu saní, umožňuje pohyb konce smykadla nad tuto úroveň a výrazně tak šetří cenné místo v pracovním prostoru. Montáž valivých bloků a maticového domku je opět nezávislá na montáži bloků osy Y, čímž je dále zjednodušena montáž a seřizování geometrie stroje.

V prostoru mezi bloky vedení pohybové osy Z jsou umístěny bloky poziční a bezpečnostní brzdy LC20-S firmy Ace Controls Inc. [6].

#### 2.5.4 Smykadlo

Svařovaná konstrukce smykadla je provedena obdobně ke konstrukci příčnicku. V prvotním návrhu bylo smykadlo tvořeno dvěma nosnými ocelovými profily 100x50 tloušťky stěny 10 mm. Mezi nosníky pak bylo provedeno žebrování a krycí plech zvyšující torzní tuhost. Ukončení smykadla bylo provedeno odfrézováním části profilů a přidáním plechu tl. 15 mm jako nosné desky pro vřetenovou hlavu (Obr. 17). Výpočtem MKP byla potvrzena nízká tuhost, tedy velký vrubový účinek a oslabení nejdůležitější části konstrukce smykadla.

Samotné smykadlo bylo posíleno přidáním třetího nosného profilu rozměru 160x80, čímž se zvětšila velikost průřezu smykadla a tím i jeho tuhost. Plocha pro uložení vřetenové hlavy zůstala zachována, avšak přidáný profil má zafrézované obvodové plochy se závit v oblasti vřetenové hlavy. Toto umožní pevné spojení hlavního nosníku smykadla s pláštěm vřeteníku, čímž nejsou přerušeny silové toky z vřetene na smykadlo a je tak výrazně eliminován průhyb konce smykadla (Obr. 16).



Obr. 16 – Aktuální návrh smykadla a vřeteníku

#### – Vodící plochy

Jsou zpracovány stejným způsobem jako u rámu a příčnicku. Do příslušného ocelového profilu 100x50 tloušťky stěny 10 mm je zafrézována lišta HGR20R lineárního vedení firmy Hiwin upevněná šrouby M5.

#### – Uložení kuličkového šroubu

Ložisková tělesa uložení kuličkového šroubu BK15 jsou na obou stranách přišroubována do zesílených ocelových plechů, prostor mezi tělesy má větší průchozí výšku z důvodu nutnosti pohybu maticového domku. Na horním konci šroubu je připevněna řemenice synchronního řemenu pro přenos momentu ze servomotoru.

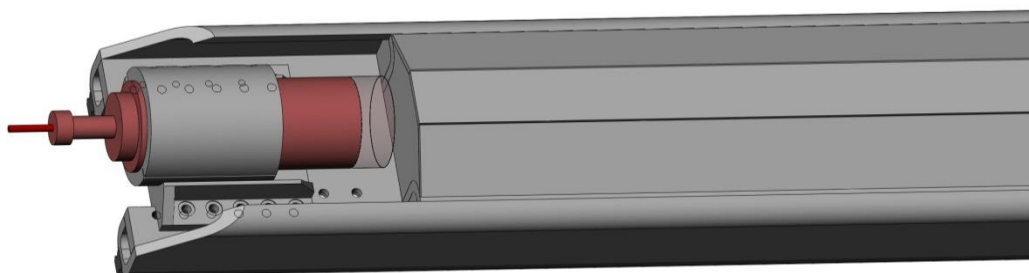
#### – Uložení servomotoru

Servomotor je uložen na ocelové desce, přes kterou je přišroubován na koncové žebro smykadla a která umožňuje posun motoru ve smykadle k napínání řemene pomocí napínacího šroubu. Oproti prvotnímu návrhu je motor orientován dovnitř profilu smykadla, čímž je ušetřen prostor na konci smykadla a nezvětšuje se celková výška stroje. Přímo na hřídeli motoru je nasazena řemenice pro synchronní řemen, která v převodu 1:1 přenáší krouticí moment servomotoru na řemenici kuličkového šroubu. Do plechů pláště pod kuličkovým šroubem jsou vyvrtány otvory, umožňující proudění chladicího vzduchu z prostoru nad příčnicí na kuličkový šroub i motor pohonu.

### 2.5.5 Vřeteník

Jeho hlavním úkolem je vytvořit tuhé spojení tubusu elektrovřetene a smykadla. Svou konstrukcí umožňuje nastavit délku vyložení vřetene ve vřeteníku, čímž lze rozšiřovat rozsah obrábění v ose Z. V počátečním návrhu (Obr. 17) byl tvořen ocelovým svarkem z plechů tloušťky 10 mm. Tuhost takto navrženého vřeteníku byla zcela nedostatečná v kombinaci s nevhodně provedeným zakončením smykadla.

Společnou úpravou smykadla (viz výše) a doplněním vřeteníku o čelní desku a boční plechy (Obr. 16) bylo dosaženo uspokojivé tuhosti uložení vřetene i konce smykadla. Tubus elektrovřetene je upínán do rozděleného válcového pouzdra sadou šroubů volně přístupných ze zadní strany smykadla.



Obr. 17 – Detail smykadla a vřeteníku prvotního návrhu

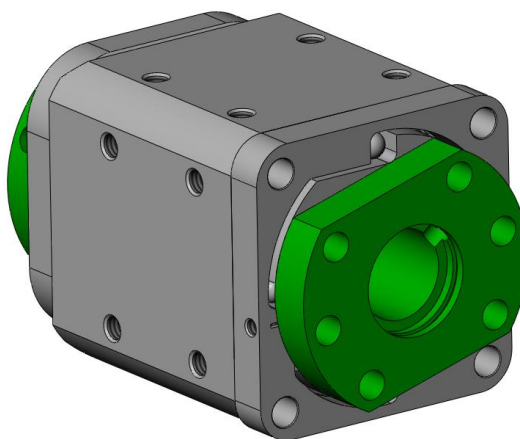
### 2.5.6 Uložení matic kuličkových šroubů

Pro CNC řízený stroj a obecně obráběcí stroj je vůle v pohybovém řetězci nepřijatelná. Předepnutí matic pro delší válcované šrouby lze provést několika způsoby, zmínil bych například použití pružné vymezovací vložky, pružiny nebo jiného pružného elementu mezi matice.

Zkonstruoval jsem proto speciální domeček na kuličkové matice, který po přivedení tlakového vzduchu předepne matice proti sobě silou přímo úměrnou velikosti přivedeného tlaku vzduchu. Hlavní výhodou řešení je možnost pohybu matic ve směru osy šroubu k sobě a od sebe při konstantní síle předepnutí dle difference stoupání

šroubu, avšak vůči suportu jsou tuhé. Dále umožňuje udržení konstantní síly vymezení vůle mezi oběma maticemi vzhledem ke šroubu, nikoliv mezi maticemi a jejich upevněním v domečku na suportu, a to i při změně smyslu a velikosti zatížení. Dále je možno tlakem vzduchu (dynamicky z řídicího systému nebo ručně) nastavovat velikost předeprnutí matic dle potřeby pro různé technologické operace a výrazně tak zvýšit životnost matic i šroubu.

Toto řešení je možno aplikovat i na ostatní typy pohybových šroubů a matic, kde je požadavek na měnitelnou sílu vymezení vůle nebo kompenzaci nepřesnosti stoupání šroubu. Finančně vychází celé řešení šroubu, dvojice matic a systému vymezení vůle asi na  $\frac{1}{4}$  nákladů ekvivalentního broušeného kuličkového šroubu s dvojitou předeprnutou maticí. Pracnost výroby řešení je vyšší, avšak cenově i technicky obhajitelná.



Obr. 18 – Maticový domek pružinového vymezení vůle

Vzhledem k jedinečnosti a možné budoucí ochraně řešení jsem se rozhodl, po dohodě s vedoucím práce, detaily vlastní konstrukce vmezování vůle nezveřejnit. V modelu frézky je tedy použito vymezení vůle pomocí pružiny, přičemž jedna matice je pevně spojena s pohyblivou částí a druhá je pružinou dotlačována na šroub (Obr. 18). Vůle je tak trvale a napevno vymezena relativně nezávisle na rozdílu vzdáleností matic od sebe. Nutno podotknout, že u obou způsobů vmezování vůle musí být síla předeprnutí větší, než maximální axiální zatížení maticového domku, aby nedošlo k odlehnutí matic ze závitů a vzniku vůle.

Toto řešení je funkční, zcela dostatečné a umožňuje použití válcovaného šroubu, ačkoliv nedosahuje teoretických technických kvalit řešení zmíněného výše a vykazuje omezení životnosti matice a šroubu (maximální sílu obrábění je nutno omezit na 600 N). Pro případnou komerční realizaci by pak byl nasazen výše uvedený pneumatický systém.

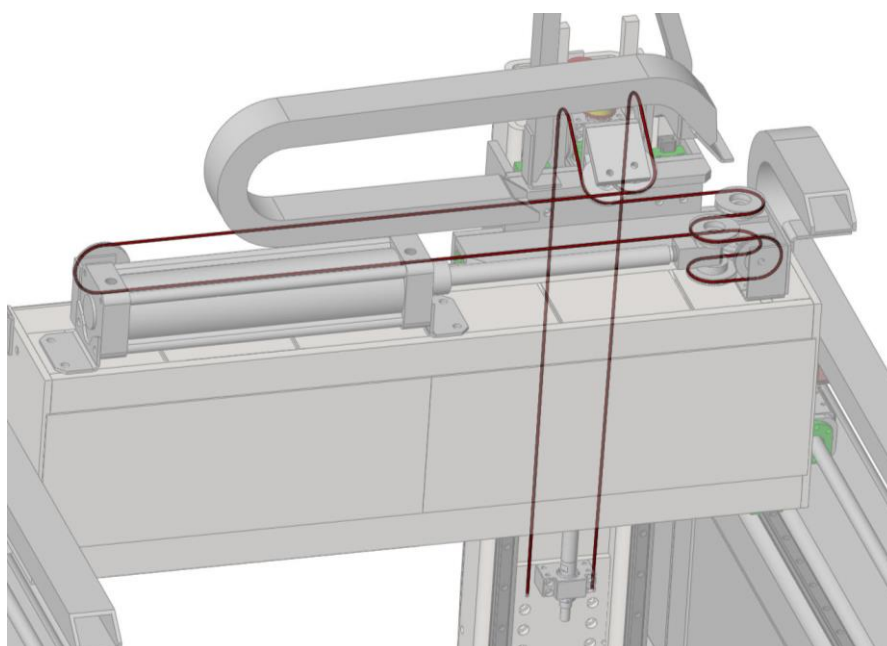
#### 2.5.7 Vyvažování smykadla

K vyvažování vlastní tíhy smykadla jsem se rozhodl, pro jeho zmíněné výhody, použít dvojčinný pneumatický lineární motor (válec), konkrétně model firmy ORIGA AZ5080-310 průměru 80 mm a zdvihu 310 mm (distributor Fluidtechnik Bohemia [15]). Jeho nevýhoda v podobě nutnosti použití tlakového vzduchu je irelevantní, jeli-



kož tlakový vzduch je na stroji používán i pro další prvky (odblokování brzdy, předepínání matic, ofukování nástroje atd.) a je tedy nutný k provozu.

Snahou bylo minimalizovat pohyblivé hmoty, popřípadě je vhodně rozmístit tak, aby byly vyrovnány zátěže pro pohony jednotlivých pohybových os. Dále jsem pro úsporu místa rozhodl o využití převodu 1:2 mezi pístem a pohybem smykadla. Z důvodu lepší dispozice a menším vnějším rozměrům (především výšky) jsem válec vyvažování umístil na příčníc do horizontální polohy. Všechna tato rozhodnutí byla vzájemně podpořena volbou, že přenos síly z pístnice na smykadlo bude realizován ocelovým lanem. Lano je v konfiguraci pramenů 6x19M-FC (s textilní duší), zvolena firma Drumet s.r.o.



Obr. 19 – Zobrazení vedení lana vyvažování smykadla

Použití lana a převáděcích kladek umožnilo vytvořit na první pohled komplikovaný, avšak velice účelný, kladkostroj, plnící výše zmíněné funkce (Obr. 19). Navíc řešení umožnilo změnu smyslu pohybu tak, že je pístnice pneumotoru namáhána tahem, nikoliv tlakem (vzpěrem), což má kladný vliv na životnost celého ústrojí i těsnění pístnice. Hlavním účelem ocelového lana a převáděcích kladek je převod silového působení z pístnice, umístěné v pístu na příčnici, na smykadlo, umístěné na křížových saních. Při pohybu osy Y tak není pneumotor v pohybu, pouze se protáčí ocelové lano v kladkostroji, což má kladný vliv na dynamiku pohybu (méně pohyblivých hmot).

Tlaková část okruhu vyvažování je tvořena samotným válcem vyvažování, tlakovou nádobou (vzdušníkem), propojovací hadicí a redukčním ventilem pro plnění okruhu na požadovaný tlak. Dále ventily pro uzavření přívodů vzduchu do vzdušníku a do okruhu vyvažování, ventily pro vypouštění vzduchu apod.

#### 2.5.8 Rozvody médií

Média jsou mezi pohybujícími se sestavami převáděna v tzv. energetickém řetězu. Na stroji se vyskytují čtyři tyto řetězy - dva mezi rámem stroje a příčnicí podél osy X (na každé straně jeden) a třetí mezi příčnicí a smykadlem. Jsou tedy překlenuty křížové saně, na které je nutno přivést pouze jednu hadičku tlakového vzduchu

pro vymezování vůle pohybového šroubu, jednu hadičku tlakového vzduchu pro odblokování bezpečnostní brzdy osy Z a případně hadičky mazání vozíků a matic šroubů. Tyto hadičky jsou převedeny pomocí menšího řetězu zpět ze smykadla na křížové saně, což uspoří místo a zjednoduší vedení médií. Vlastní média, převáděná v řetězech, jsou elektrická energie (kabely servopohonů, vřetene, signálů snímačů a další), tlakový vzduch (ofuk nástroje, vymezování vůle v kuličkových maticích, odblokování poziční brzdy), řezná kapalina a chladicí voda elektrovřetene.

Výjimkou je převod chladicího vzduchu mezi jednotlivými částmi stroje. Chlazení je realizováno radiálním ventilátorem řady RD 14 firmy Energokonom [16]. Ten nasává vzduch přes filtr z okolního prostředí a dodává část vzduchu pro chlazení elektroniky, umístěné ve spodní části frézky. Větší část vzduchu je pak odvedena otvory v rámu a částí předních a zadních krytů do horní části rámu, kde slouží k chlazení pohonů os X a Y a také slouží k vytvoření přetlaku v prostoru pohyblivé mechaniky a pohonů. Z prostoru příčnicku je pak část vzduchu usměrněna krytováním do prostoru smykadla, kde opět vzduch chladí pohon osy Z a plní těsnící funkci pro pohybový šroub, vedení a vřeteno. Tím je spolu s krytováním zajištěna čistota prostoru prvků pohonů a vedení.




Obr. 20 – Lítý středotlaký ventilátor řady RD [16]

Odsávání vzduchu z pracovního prostoru je umožněno pomocí dvou přívodů ve stěnách rámu. Slouží k nasazení hadic odsávání průměru 100 mm, v případě nevyužití je možno otvory zaslepit. Dvojí přívod je zvolen z důvodu lepší volby dispozice kolem stroje a také proto, aby bylo možno odsávat zároveň pracovní prostor jako celek a také přímo z oblasti nástroje druhou vnitřní hadicí.

Celý systém hospodaření s řeznou kapalinou (nádrž, čerpadlo, filtry) je umístěn mimo rám frézky a je tedy zcela nezávislý. Odvod řezné kapaliny z pracovního prostoru je proveden mimo stroj odtokovým kanálem ze sběrné vany pracovní desky (není prokresleno ve 3D modelu).

Mazání pohyblivých komponent, především kuličkových matic a vozíků lineárního vedení, je provedeno centrálně. Jelikož je stroj kompletně krytován, byl by obtížný přístup k mazaným místům. S ohledem na velikost intervalů domazávání a vyšší čistotu provozu stroje, jsem zvolil mazání tukem. Zákazník má možnost zvolit, zda bude domazávání zcela automatické, nebo manuální.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 56
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

### 2.5.9 Napájecí soustava driverů

Specifickým prvkem navrhované frézky je napájecí soustava driverů servomotorů. Jmenovité napájecí napětí motorů je 60 V, výrobce pak udává doporučenou horní hranici napětí 65 V. Vzhledem ke jmenovitému výkonu servomotoru 400 W a maximálnímu příkonu všech motorů s drivery okolo 4,8 kW (může být i vyšší po připojení dalších řízených os nebo motorů) bylo nutno vyřešit jejich dostatečně dimenzované napájení. Z předchozího textu je zřejmé, že tento výkon je maximální a bude využíván jen výjimečně po dobu zlomků vteřin. Jelikož byla snaha využít pohony na maximum, bylo nutno zajistit dostatečný výkon napájecí soustavy, aby v těchto výjimečných případech nedošlo k výpadkům a nespolehlivosti. Důležitým faktorem, ovlivňujícím stavbu napájecí soustavy, je velikost průměrného příkonu pohonů (odhad viz výpočty).

Nízké napětí servomotorů umožňuje využití vlastností kombinovaného zdroje, složeného z paralelně zapojeného spínaného zdroje (výkon 400 W), akumulátoru (okamžitý výkon cca 12 kW) a sady kondenzátorů (8x 4700  $\mu$ F, 100 V). Důležitou vlastností napájecí soustavy je její vliv na okolí stroje. I přes vysoký výkon, jenž je schopna poskytnout pohonům, se na venek projevuje velmi rovnoměrným a malým příkonem (do 400 W). Fyzicky se komponenty napájecí soustavy nacházejí ve spodní části rámu, spolu s dalšími prvky řídicí elektroniky.

Spínaný zdroj slouží pro napájení soustavy ze sítě při běžném provozu a k případnému dobíjení akumulátoru na zvolenou hodnotu napětí (62 V). V obvodu je chráněn diodou, která zabraňuje poškození zdroje při nárůstu napětí v obvodu při rekuperaci nad zvolené napětí.

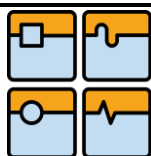
Akumulátor je tvořen sadou pěti olověných akumulátorů, běžně používaných v osobních automobilech, jmenovitého napětí 12 V. Tento akumulátor umožňuje pokrývat špičky v příkonu driverů, na které již spínaný zdroj nepostačuje. Slouží také k pohlcení přebytečné energie, vzniklé při brzdění pohybu servomotorů (rekuperaci). Tímto je uspořena část vynaložené energie na pohyb a snížena míra zahřívání brzdících obvodů elektroniky driveru. Stav, ve kterém je celkový přebytek energie v soustavě, nastává velmi zřídka. Vyskytnout se ale může, např. při snižování rychlosti pohybu z rychloposuvu nebo velmi dynamické aplikaci.

Sada kondenzátorů slouží k vyhlazení špiček napětí (filtrace šumu) a k vyrovnání přechodových dějů v obvodu. Odběr elektroniky driveru není konstantní, v reálu je průběh proudu pulzující na frekvenci řádu kHz (z PWM regulace driveru) a hodnota efektivního příkonu odpovídá momentálním potřebám pohonu. Slouží také k omezení, snížení špiček a rychlosti nástupu odběru proudu z akumulátoru, čímž výrazně prodlužuje jeho životnost.

Drivery všech servomotorů jsou paralelně připojeny na takto uzpůsobený napájecí zdroj. Je tak umožněn odběr energie, navrácení energie do soustavy při rekuperaci a také výměna energie mezi drivery. Často nastává situace, kdy některé pohony vyžadují energii a jiné energii rekuperují (této energie je však relativně málo). Napájecí soustava pak pouze dorovná celkový potřebný příkon.

### 2.5.10 Krytování

Jedním z požadavků zadání je oddělení pracovního prostoru od prostoru okolní dílny. Zvolená koncepce dává dobrý základ pro úplné zakrytování stroje, již samotný rám tvoří ohraničení pracovního prostoru ze tří stran.

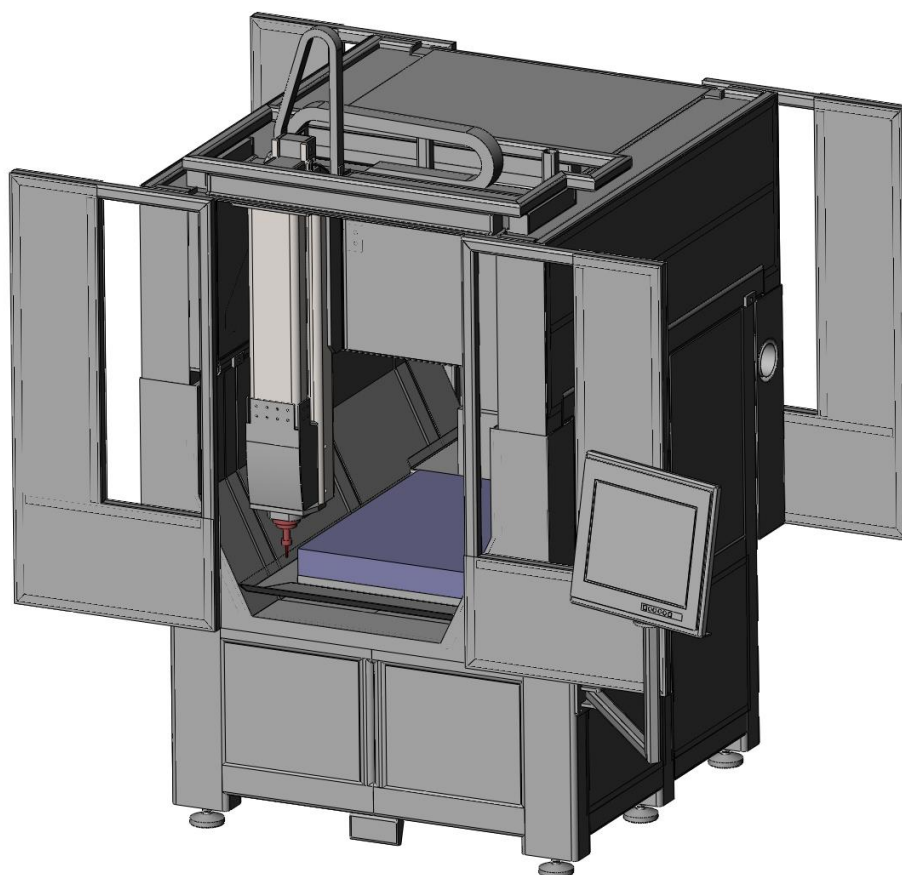


Na příčnίκu je v jeho vrchní části připevněn rám, na který jsou připevněny držáky roletových krytů pohybové osy X a Y. Tyto rolety slouží k oddělení vnějšího prostoru dílny od pracovního prostoru stroje. Při použití odsávání je pak zajištěno, že nečistoty a aerosoly se budou pohybovat z pracovního prostoru směrem do odsávání, a nikoliv do volného prostoru dílny.

Rolety pohybové osy X jsou záměrně umístěny nad příčnίκem tak, aby se roleta nacházela výše, než je běžná výška pracovníka obsluhy. Jejich volný konec je ukotven na rámu stroje v místech styku s dveřmi (předními i zadními), aby byl celý pracovní prostor uzavřen (Obr. 21). Ukotvení volného konce rolety lze v případě potřeby uvolnit a roletu shrnout (není prokresleno ve 3D modelu), čímž je umožněn přístup do pracovního prostoru z horní strany (např. pro nakládání obrobku jeřábem).

Z přední a zadní strany jsou na rámu stroje připevněny dveře, tvořené ocelovým rámem s výplní a průhledem z bezpečnostního skla. Otevření dveří je realizováno jejich odsunem do strany (patrné na výkrese viz příloha). Celý návrh dveří, jejich vnitřní stavba a funkce mechanismu otevírání již vzhledem k rozsahu práce nejsou součástí 3D modelu.

Kompletní krytování je dokončeno malou roletkou s vodícími plechy, umístěnou na smykadle. Tato slouží k ochraně kuličkového šroubu pohybové osy Z před vlivy prostředí pracovního prostoru i okolní dílny.



Obr. 21 – Celkový pohled na navrženou CNC frézku

### 2.5.11 Možnosti konfigurace stroje na přání zákazníka

Frézka je konstrukčně navrhnutá a připravena na celou řadu modifikací, jejichž primárním účelem je zvýšení technických parametrů (výkonů). Úprava stroje na přání zákazníka spočívá v použití stejného základu a celé koncepce stroje a výměně nebo doplnění uzlů přímo ovlivňujících výkon. Výše navržený stroj je záměrně proveden v konfiguraci s minimální pořizovací cenou, aby bylo možno vyhodnotit rentabilitu jednotlivých variant. Dodatečné zvýšení výkonu nebo další příslušenství pak navyšuje cenu, zvyšuje se však technická úroveň a parametry frézky.

#### – Výměnné vřetenové hlavy

Na připravenou plochu smykadla je možno přišroubovat takřka libovolnou vřetenovou hlavu, která dodrží dimenzované parametry stroje. Instalovaný výkon vřetene udávám do 3,2 kW, jako představitele pak uvádím elektrovřeteno, používané firmou Knuth a dodávané firmou Anyang Sipu Machinery Co., Ltd. [8]. Výkon jako takový není limitující, je však nutno dodržet maximální posuvovou sílu do 1200 N, což u výkonnějších elektrovřeten nebo vřeten s nižšími otáčkami a vyšším krouticím momentem již nemusí být dodrženo. Podmínkou také je, aby vřetenová hlava měla integrován pohon vřetene. Na smykadle se nenachází žádný hlavní pohon pro náhon vřetene, vždy se jedná o součást výměnné hlavy.

Frézka je připravena na různé typy vřetenových hlav – přímé, úhlové, jedno a dvouosé polohovací, jedno a dvouosé plynule řízené a další. V orientaci a morfologii vřetene neudávám omezení, je však nutno dodržet stanovené silové hranice, aby nedošlo k poškození nebo omezení funkčnosti stroje. Je vhodné vřetenovou hlavu (typ, velikost vyložení parametry) volit s ohledem na velikost potřebného pracovního prostoru a její reálné možnosti využití.

Typ upínání nástroje a dutiny pro nástroj je také možno konfigurovat a neudávám žádná omezení. Frézku je možno provozovat s vřetenou s ruční výměnou nástroje, s automatickým upínáním nástroje i s automatickou výměnou nástroje.

#### – Výměnné desky pracovního stolu

Pracovní deska je přišroubována k samonosnému rámu, je možné zvolit z několika typů dle preference zákazníka. Nejčastěji používaným materiálem je litina, granit, polymer beton, popřípadě hliník (u tohoto stroje nemá technický význam). Na stůl je možno upínat několika způsoby – do T drážek, závitových otvorů nebo na přesné středící čepy v paletkách. Stůl je v základu tvořen rovinnou deskou, počítá se však s využitím dalších typů stolů – stůl pro vakuové upínání, otočný stůl, rotačně-sklonný stůl a další.

#### – Zdvojení náhonu kuličkového šroubu osy X a Y

Kuličkové šrouby os X a Y jsou již v základním provedení v oboustranně radiálně-axiálním uložení. Konce šroubů jsou upraveny pro připojení hřídelové spojky, popřípadě řemenice, pro připojení servomotoru z obou stran. Toto řešení jsem zvolil z důvodu snadné proveditelnosti a výrazného efektu na provozní parametry, především dynamiku pohybů a torzní tuhost šroubu. Nutno také podotknout, že zvýšení dynamických parametrů, tedy velikosti zrychlení pohyblivých os, vede ke zvětšení silových setrvačných účinků, tedy i zatížení konstrukce rámu a zvětšení jeho deformací. Teoreticky může nastat i případ, že dojde k nedodržení deklarované přesnosti



stroje. Je tedy důležité zvážit, jakými technologickými silami bude stroj zatěžován, aby nedošlo k výraznému snížení přesnosti stroje. Zvýšeným silovým namáháním se také snižuje životnosti kuličkových matic. Vzhledem k hodnotám zrychlení je zřejmé, že zvýšení hodnot zrychlení není pro běžnou práci výrazným přínosem, proto jej nabízím pouze jako možnost konfigurace (nikoliv základ). V aplikacích, při kterých se vysokých hodnot zrychlení využije, pak často není třeba vysoké tuhosti a přesnosti stroje (není limitujícím faktorem) a tato varianta zdvojeného náhonu je dobrým řešením.

#### – Automatická výměna nástroje

Při použití vřetene s možností automatického upínání nástroje je vhodné umožnit výměnu nástroje v plně automatickém cyklu. Vlastní výměna nástroje probíhá Pick-up způsobem ze zásobníku, umístěném v zadní části stroje, v prostoru za pracovním stolem. Zásobník je pak proveden ve formě šuplíku, který se vysune v okamžiku výměny do zadní části pracovního prostoru (avšak mimo desku) a umožní vřetenu vlastní výměnu. Nástroje jsou v průběhu obrábění kryty před působením třísek a znečištění, zároveň jsou umístěny mimo rozsah posuvů stroje a neomezují tak velikost pracovního prostoru.

#### – Maximální automatizace chodu frézky

Provedení spínačů, ventilů a všech pomocných prvků stroje může být provedeno na různé úrovni automatizace. Nastavování tlaků v jednotlivých pneumatických obvodech (vymezování vůle, nadlehčování smykadla a další) je možno manuálně, nebo zcela automaticky z řídicího systému. Rovněž spínání chlazení, ofuku nástroje, odsávání, mazání komponent stroje, je možné řídit manuálně nebo automaticky.


Stroj je možno osadit různou vybaveností senzorů – od základního provedení pro zajištění funkce a provozní bezpečnosti, až po dodatečné přímé odměřování polohy, teplotní senzory, snímače hlídající stavy náplní maziva a řezné kapaliny, teplotní senzory, dotekové, nástrojové a obrobkové sondy a další. Vzhledem k vyšší ceně elektronicky řízených prvků pneumatiky a prvků senzoriky, nejsou všechny prvky součástí základního provedení, cena stroje pak roste s úrovní automatizace.

## 2.6 Cenové zhodnocení

Jedním z hlavních bodů zadání je vytvořit návrh CNC frézky s ohledem na minimalizaci nákladů. Je mnoho komponent a prvků ve stavbě obráběcích strojů, na kterých se mnoho finančních prostředků ušetřit nedá (za předpokladu zachování parametrů a kvality). Proto bych rád shrnul a zmínil zvláštnosti návrhu, které mají výraznější dopad na celkové náklady stroje, tedy hlavně pořizovací cenu a náklady na provoz a údržbu.

Výraznou úsporu z ceny frézky umožnila volba řídicího systému. Podobně jako mnoho strojů této kategorie výkonů a přesnosti nedisponuje „profesionálním“ řídicím systémem, je i v mém návrhu počítáno se systémem na bázi PC, konkrétně systém Mach3. Orientační cena systému řízení pak z částek řádu statisíců (HW i SW) klesá na úroveň několika málo desítek tisíc (řádově 30). Běžné užité vlastnosti a možnosti rozšíření frézky nejsou tímto nijak omezeny. Výtka k absenci aktivního řízení řezného procesu na základě snímaného výkonů, teplot, vibrací a dalších veličin je na místě,



	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 60
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

avšak vzhledem k požadavkům na stroj a cenové úspoře je absence vyššího stupně řízení akceptovatelná.

Jistou úsporu prostředků lze přiřadit zvolenému systému pohonů a napájení. Volba nízkonapěťových servomotorů, driverů a napájecí soustavy sníží cenu této položky až na polovinu ekvivalentní soustavy s vyšším napětím (400 V). Opět je možno namítnout jistá omezení z pohledu metod řízení servomotoru, ale důvody již byly zmíněny a dle mého jsou akceptovatelné. Zvýšené zahřívání pohonů je s ohledem na jejich jmenovitý výkon a aktivní chlazení také eliminováno. Výhodou je naopak možnost snadného rozšíření systému o další pohony při zachování stabilního vnějšího příkonu.

Použitím válcovaných kuličkových šroubů byly ušetřeny nezanedbatelné prostředky, kdy náklady na pohybové šrouby s maticemi jsou v řádu do 20 tisíc korun, ekvivalentní šrouby broušené se pohybují až do 100 tisíc korun. Šrouby okružované jsou cenově mezi oběma řešeními. Snížení nákladů je kompenzováno zvýšenou pracností systému vymezování vůle, který vykazuje výborné provozní vlastnosti (teoreticky), ale je pracnější (nelze jej koupit od dodavatele).


Z celé práce je zřejmé, že větší zdvih v ose Z (než běžně nabízí konkurence) přináší mnoho výhod při používání stroje, avšak vlastní konstrukce je výrazně masivnější a tužší, aby bylo možno dosáhnout konkurenceschopných parametrů přesnosti. Z toho plyne také vyšší cena konstrukce, která je ale dle mého názoru dobře vyvážená vyššími užitnými vlastnostmi.

## 2.7 Dosažené parametry stroje

Shrnutím předchozích kapitol lze sestavit tabulku dosažených parametrů (Tabulka 5), kterou lze spolu s 3D modelem, výpočty a výkresy považovat za hlavní výsledek práce. Je možno konstatovat, že zadané parametry (Tabulka 4) byly dodrženy, některá úvodní očekávání byla překonána (relativně vysoká hmotnost).

parametr	Hodnota	jednotka
rychloposuv - osa X	24 444	mm/min
rychloposuv - osa Y	20 000	mm/min
rychloposuv - osa Z	20 000	mm/min
rychlost posuvu - osa X (max.)	18 333	mm/min
rychlost posuvu - osa Y (max.)	15 000	mm/min
rychlost posuvu - osa Z (max.)	15 000	mm/min
pracovní zdvih - osa X	850	mm
pracovní zdvih - osa Y	580	mm
pracovní zdvih - osa Z	500	mm
zrychlení posuvu – osa X	3	m/s <sup>2</sup>
zrychlení posuvu – osa Y	3	m/s <sup>2</sup>
zrychlení posuvu – osa Z	4	m/s <sup>2</sup>
rozměry stolu	790x540	mm
vzdálenost příruby vřeteníku od upínací plochy stolu	105 - 605	mm
průchod pod příčnickem	585	mm
vnější rozměry (ŠxVxH)	1300x2630x1624	mm
celková hmotnost (přibližně)	2500	kg
upínání nástrojů	ER20/BT30	
Velikost typického nástroje Ø x délka	6x40	mm

Tabulka 5 – Přehled dosažených parametrů navržené frézky

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 62
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

## Závěr

Cílem práce bylo vybrat vhodné konstrukční uspořádání a provést návrh malé vertikální CNC frézky pro použití v modelářských dílnách. Na základě zkušeností a nabytých informací jsem provedl analýzu trhu z pohledu konkurenčních řešení a provedl podrobný popis dostupných konstrukčních prvků a řešení.

Stanovením hlavních požadavků na konstruovaný stroj jsem detailně určil výchozí parametry pro vlastní konstrukci stroje. Provedl jsem výběr hlavních komponent a celků, nakupovaných bez dalších úprav. Sestavení prvotního návrhu 3D modelu v programu SolidWorks a zanesení všech potřebných komponent mi umožnilo sestavit konstrukční výpočty.


Na základě výpočtů v programu MathCad (Příloha 1) byly stanoveny finální parametry a přesná označení nakupovaných komponent (převážně lineárního vedení a kuličkových šroubů). Provedením MKP simulace pak bylo odhaleno množství slabých míst prvotního konstrukčního návrhu. Byla tedy prováděna postupná optimalizace konstrukce rámu, příčníku a smykadla tak, aby byla eliminována slabá místa a konstrukce jako celek vyhovovala zadaným parametrům přesnosti.

Optimalizovaná konstrukce pak byla podrobně popsána a její parametry zaneseny zpět do konstrukčního výpočtu k ověření jeho platnosti. U výsledného návrhu pak bylo provedeno zhodnocení výhod z pohledu minimalizace nákladů.

Za hlavní výsledek práce je možno považovat 3D model, výkresy hlavních uzlů a závěrečnou tabulku (Tabulka 5), shrnující dosažené parametry stroje. Za přínos práce je možno považovat detailní rozebrání a vysvětlení konstrukční problematiky návrhu malé CNC frézky a použití několika netradičních konstrukčních řešení za účelem zvýšení technické hodnoty stroje a udržení nízkých nákladů.

## Seznam použitých zdrojů

1. **Michele, J.** *Redesign frézky X-Graph 650 CNC*. Brno : Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. str. 44. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D..
2. **MAREK, J. a kol.** *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. 2. vydání. Praha : MM publishing, s. r. o, 2010. ISBN 978-80-254-7980-3.
3. Hiwin s.r.o. *Lineární vedení*. [Online] 2009. [Citace: 15. 5. 2013.] [http://www.hiwin.cz/pdf/KAT\\_CZ\\_HG.pdf](http://www.hiwin.cz/pdf/KAT_CZ_HG.pdf).
4. Interempresas. *MSD-R*. [Online] 23. 6. 2010. [Citace: 28. 1. 2013.] <http://www.interempresas.net/MetalWorking/Articles/41465-MSD-R-solutions-for-actuation-of-dishes-of-turning.html>.
5. Renishaw. *LM13*. [Online] 2013. [Citace: 14. 1. 2013.] <http://www.rls.si/en/15865.aspx>.
6. Catalogs. *ACE Controls Inc.* [Online] [Citace: 12. 5. 2013.] <http://www.acecontrols.com/>.
7. Knuth machine tools. *Gravírovací a frézovací centrum X-Graph 650*. [Online] 15. 5. 2011. [Citace: 15. 5. 2011.] <http://www.knuth-usa.com/produkt,21731.html>.
8. Anyang Sipu Machinery Co., Ltd. *Alibaba.com*. [Online] 15. 5. 2011. [Citace: 15. 5. 2011.] [http://www.alibaba.com/product-gs/347296614/high\\_speed\\_machine\\_center\\_spindle\\_18000rpm.html](http://www.alibaba.com/product-gs/347296614/high_speed_machine_center_spindle_18000rpm.html).
9. Leadshine. *AM604/60V*. [Online] 2011. [Citace: 20. 12. 2012.] [http://www.leadshine.com/Product\\_Show.aspx?ID=148](http://www.leadshine.com/Product_Show.aspx?ID=148).
10. T.E.A. TECHNIK s.r.o. *Pružné spojky*. [Online] 15. 5. 2011. [Citace: 15. 5. 2011.] <http://www.teatechnik.cz/pruzne-spojky/>.
11. **Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke, Richard G. Budynas.** *Konstruování strojních součástí*. místo neznámé : VUT IUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
12. Design Flex. *Gates*. [Online] 2013. [Citace: 16. 3. 2013.] [http://www.gates.com/europe/designflex/index.cfm?location\\_id=3433&go=SearchEuropePopular](http://www.gates.com/europe/designflex/index.cfm?location_id=3433&go=SearchEuropePopular).
13. Válcované kuličkové šrouby. *Hiwin*. [Online] 2009. [Citace: 12. 5. 2013.] <http://www.hiwin.cz/cs/jednoducha-matice-prirubova-dle-din-69051-cast-5/www.hiwin.cz/cs/kulickove-srouby/pdf-download.html?id=8>.
14. KSK Kuřim a.s. *Kuličkové šrouby*. [Online] 2010. [Citace: 15. 5. 2011.] <http://www.ks-kurim.cz/vyrobní-program/kulickove-srouby/>.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 64
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

15. FLUIDTECHNIK BOHEMIA. *Pneumatický válec – konstrukční řada ORIGA OSP-P*. [Online] 2008. [Citace: 15. 5. 2011.]  
[http://www.fluidbohemia.cz/index.php?&desktop\\_back=clanky&action\\_back=&id\\_back=5&desktop=clanky&action=view&id=157](http://www.fluidbohemia.cz/index.php?&desktop_back=clanky&action_back=&id_back=5&desktop=clanky&action=view&id=157).
16. Radiální středotlaký ventilátor. *Energoekonom s.r.o.* [Online] 2013. [Citace: 26. 3. 2013.]  
[http://www.energoekonom.cz/index.php?menu=menu2vent&stranka=01strankyVentilatory/ventilatory\\_gen](http://www.energoekonom.cz/index.php?menu=menu2vent&stranka=01strankyVentilatory/ventilatory_gen).

## Seznam příloh

- Příloha 1 – Konstrukční výpočty
- Příloha 2 – Objednávkový list řemene osy X
- Příloha 3 – Objednávkový list řemene osy Z
- Příloha 4 – Výkres Frézky
- Příloha 5 – Výkres Rámu
- Příloha 6 – Výkres Příčnicku
- Příloha 7 – Výkres Křížových saní
- Příloha 8 – Výkres Smykadla